

鉄道車輛用ころがり軸受と台車の戦前・戦後史

— 蒸気機関車、客貨車、内燃動車、電車、新幹線電車から現在まで —

History of Rolling Bearings and Trucks for the Rolling Stocks.

本稿は大阪市立大学経済学部 “Discussion Paper No.60” (CD-ROM 版)として 2010 年 7 月 8 日に公開されたものである。

坂 上 茂 樹

(大阪市立大学 教授)

目 次

はじめに	3
序章：鉄道車輛ところがり軸受産業	5
I. 鉄道車輛の走行抵抗ところがり軸受	14
(1)ころがり軸受の特異性	
(2)鉄道車輛への応用と走行抵抗の測定	
(3)ころがり軸受と鉄道車輛の走行抵抗	
II. 鉄道車輛用ころがり軸受の諸形式ならびにそのメーカー	43
(1)SKF	
(2)Timken	
(3)第 3 勢力 —— ドイツ、日本、アメリカ、イギリス	
III. 蒸気機関車ところがり軸受……欧米、日本、「満洲」	61
(1)ころがり軸受の蒸気機関車弁装置への用途展開例	
(2)からめ手からの攻勢＝蒸気機関車における総ころがり軸受化のパイオニア、Timken	
(3)鉄道省における取組み	
(4)満鉄における取組み	
a)：貨車、客車、内燃動車、内燃機関車	
b)：蒸気機関車	
i) パシナまで	
ii) ダブサ	
iii) パシハ	
IV. 鉄道省標準ガソリン動車キハ 36900 /41000 用車軸軸受	127
(1)国産ころがり軸受の採用……鉄道省の決断	
(2)ころがり軸受採用の具体的効果	
(3)J-1 から J-1A への改良	
(4)戦前期における鉄道車輛車軸用コロ軸受の展開	

V. 鉄道車輛と自動車(1)……円錐コロ軸受における「正面組合せ」と「背面組合せ」	142
(1)「正面組合せ」方式の問題点	
(2)自動車における実施例	
(3)なぜ、鉄道車輛用車軸軸受に「正面組合せ」方式が採用されたのか？	
VI. モハ 80 系“湘南型”電車の時代と車軸軸受	153
(1)再出発	
(2)復興期、国鉄車輛に用いられた車軸用ころがり軸受	
(3)ころがり軸受に関するトラブルと問題点	
(4)軸受固有の技術的問題	
(5)復興期国鉄の客車ならびに吊架式駆動の電車に係わる実験研究	
VII. 鉄道車輛と自動車(2)……円錐コロ軸受の「軸方向隙間管理」と「予圧」	189
(1)円錐コロ軸受と予圧	
(2)国鉄における軸方向隙間管理についての実験研究と技術改善	
(3)自動車における実施例	
(4)何故、予圧に関する対照的な指示が自動車と鉄道車輛において発せられたのか？	
VIII. 1960 年代初頭までにおける国産ころがり軸受技術の進歩	198
(1)戦時期日本のころがり軸受生産技術体系	
(2)材料技術の革新	
(3)軸受製造工程の革新	
(4)軸受工学の進歩	
IX. モハ 90 から新幹線電車へ——車輛技術の革新と軸受の世代交代	228
(1)復興～成長期にかけてなされた電車の台車および駆動方式についての開発努力	
(2)新しい世代の台車を履いた私鉄電車とそれに係わる走行抵抗試験	
(3)国鉄における円錐コロ軸受の改良	
(4)私鉄電車における円筒コロ軸受の標準化と国鉄貨車用台車における取り組み	
(5)国鉄車軸軸受における 55 年体制……円筒コロ軸受＋スラスト玉軸受方式の確立と 新型台車の開発	
(6)東海道新幹線電車とその台車および車軸軸受	
(7)高速化を進めつつも、決して無理をしなかった国産化、輸入代替戦略	
X. 現代 ——円錐コロ軸受の車軸軸受としての復活	312
(1)AAR 円すいころ軸受の開発と進化、導入	
(2)密封型円筒コロ軸受の普及による揺り戻し	
(3)国鉄分割民営化と大逆転……再び時代は円錐コロ軸受に	
結びにかえて	335

はじめに

現代技術の進歩は誠に顕著であり、我々は日々進化を遂げつつある溢れんばかりの便益品、奢侈品類による包囲網の中で暮している。しかし、顧みればそれらの大半はさして切実には需要されぬアイテムばかりである上、それらの寿命はおしなべて数年から十年あるなしと至って儚い。リサイクルからこぼれた山のような残滓の行き先は概ね最終処分場という名の大地と定められており、如何にも堅固に見えるコンクリート構造物でさえ、その寿命は百年程度に過ぎない。

土木構造物から楽器に至るまで、現代人をして人類の叡智や尊厳に思いを到らしめるほどの創造物は、^{すべから} 須く、御先祖様の手になるものばかりである。かような自転車操業ばかり続けている限り、現代人は後世の史家から“有限な資源を天から前借りした上、浪費を重ね、ゴミの山だけを残してくれた先祖達”と評されるしかあるまい。

自動車用原動機の使用過程における燃料消費率や汚染物質排出率の低減技術、今や流行の“エコカー”などは現代文明の黒字倒産的ナリワイを支える科学技術という名の自転車操業法の中にあっても目覚ましい成果として特筆されるべき功績だ、と主張する向きが居られるかも知れない。

然しながら、地球規模における自動車利用強度の昂進を前にすれば、所謂“エコ”技術など、“鰯の頭”程度の気休めにしかなり得ない。絢爛たる現代技術の世界もエネルギー・資源収支や環境の面から一皮剥けば、その内実はお寒い限りなのである。

今日日、技術進歩思想への盲従などは愚の骨頂であるが、“CO₂をはじめとする温室効果ガスの大気中濃度上昇を主因として温暖化が起これつつあり、その激成化はエネルギー危機全般の到来に先行する”、とでも言いた気な観測についても、これを鵜呑みにせぬが余程、身のためである。

断言して良い。今後はエネルギー問題が人類に益々重くのしかかる“業”となって行く。そしてそこに技術の立つ瀬も、そのあるべき身の処し様も見出される、と。

さて、その存在が地味であるからといって、ある個別機械要素の重要性が低い、などという謂れはなく、むしろその反対こそが世の習いである。横綱格はテコやその応用形態である歯車、輪軸、斜面やその応用形態としての楔、ネジである。ころがり軸受も摩擦との闘いにおける枢要な要素たるコロの応用であり、張出し横綱か、せめて大関ぐらいにはランクされて良い存在であろう。

一般論として言えば、ヒトという種は技術の進歩をマクロ的効率化の利器として社会化するのが苦手なばかりか、却ってミクロ的効率化……典型的には高速化……や単なる即自的欲望充足の道具に貶めて止まぬ存在である。

しかし、だからと言って、“摩擦の限界的抑制の如き些末な技術を以ってエネルギー危機をはじめとする現代浪費文明のダウンスパイラル局面は阻止され得ない”、などとシラケていて良いワケはない。貴重なエネルギーの浪費を私的並びに地球的規模で及ぶ限り抑止し、その有効活用を図る営みは人類文明の存する限り、代替エネルギー利用技術の開拓と並ん

で追究され続けられねばならぬ道なのであるから。

本稿においては、ころがり軸受の中でも幾分特殊な存在である鉄道車輛用軸受、とりわけ車軸用ころがり軸受とその相棒たる台車についての、20世紀初頭から東海道新幹線電車の車軸軸受の完成を経て現在に至るまで百有余年に亘る歴史が海外における発展動向を多少なりとも視野に入れ、対照事例をなす自動車用ころがり軸受の技術史をも意識する形で総括される。とりわけ、物語のメロディーラインをなすのは円錐コロ軸受を巡る事態の推移である。

本稿は当初、この円錐コロ軸受の使用法に係わる全く素朴な歴史的・理論的問題への回答の試みとして構想された。その一つは、“何故、対象年代の前半期、鉄道車輛用車軸軸受において、それも自動車用ハブベアリングの世界とは裏腹に、「正面組合せ」ないし「複列内向き」の円錐コロ軸受が幅を利かせていたのか”という問い、今一つは“何故、鉄道車輛車軸軸受用円錐コロ軸受には自動車のハブベアリングのような軽予圧が実施されないのか”という問いである。

然しながら、以上2点について強調したり、これらの問題に係わる筆者なりの結論を冒頭にほのめかすことは最早、不適當となった。それは、研究の進展と共により広い論点が織り込まれ、「車軸軸受と台車との交互媒介的發展を材料として現代技術の古典領域における要素技術間の“二重らせん”的發展構造を理解するための事例研究」といった基本構造が出来上がるに至ったからである。当初の問題関心が放擲されたワケではないが、かような個別的論点に拘泥する必要は最早、無くなってしまった。

本稿の内容は概ね表題に係わる概説・プラスアルファという水準に適合せしめられている。従って、このテーマに係わる一通りの常識的事項について当りをつけたり、より深い探求を志したりしようとする読者にとって必ずや参考ないし踏み台になると信ずる。勿論、コトの当否を判定するのは皆さんであるから、筆者としては読者諸兄のご批判を切に願うばかりである。

なお、本稿執筆に際し、何時もながら畏友、原田 鋼氏の労を煩わした上、蒸気機関車技術史研究家、本多邦康氏からは鉄道技術史関係の稀少かつ貴重な文献資料の写しを幾つも御提供頂いた。前稿「C53型蒸気機関車試論」の読者諸兄には、本多氏御提供の“お宝情報”目当ての探索だけでも本稿を繙いて頂く言い訳とするに足るという筆者の思いを十分御汲み取り頂けるものと信ずる。

両氏にはこの場をお借りして厚く御礼申し上げる。勿論、本稿に見られるであろう過誤は元より筆者個人に帰せられるべきものである。

序章：鉄道車輛ところがり軸受¹ 産業

わが国におけるころがり軸受工業は大正年間に発祥している。然しながら、初期の製品品質はご多聞に漏れず最悪で、試作納入時、「この程度の精度では乳母車用だと一笑に附された」と回顧される体のレベルにあった。

その後の発展は 1931 年の満洲事変勃発による軍需増大、1933 年の商工省標準型式自動車制定による国産品愛用機運の昂揚とメーカー数の増大ならびに設備近代化、1937 年の日華事変勃発による輸入制限・途絶、1938 年の企画院による軍需工業部門の第 1 次 3 ヶ年増産計画発動、1939 年の陸海軍・商工 3 省協議による軸受工業確立に関する三者協定、1940 年の陸・海・商工 3 省による SKF(スウェーデンの世界的ころがり軸受メーカー：後述)満洲進出阻止、1941 年の重要機械製造事業法制定、軍需工業部門の第 2 次増産計画、軸受用鋼材生産拡充計画策定、1942 年の軸受用研削盤国産化政策といった軍需工業育成政策を牽引車として印された。戦後におけるその復興は傾斜生産方式がらみの鉱山・炭鉱機械関連の需要や朝鮮戦争による軍需景気という追い風を得て画された²。

更に、通商産業省重工業局の主導の下、成立せしめられた機械工業振興臨時措置法に基づき、機械工業審議会軸受部会によって打ち出された「軸受鋼行合理化基本計画(1956 年 9 月)」は品質・精度の更なる向上と、1960 年末までに標準型番の量産品コストの 20%低減を目指す設備更新・近代化を謳い、老朽工作機械 2400 台の新鋭機械 1200 台による代替その他に 70 億円を計上、この時点で本邦ころがり軸受工業近代化の基本戦略が確立した³。

資金面でこれを担保したのは日本開発銀行であり、1961 年の機械工業振興法(第 2 次機振法)の制定ならびにこれに基づく通産省の軸受製造業振興基本計画以降は、中小企業金融公庫がこれに加わった。もっとも、これらの機関からの融資は中小メーカーを対象としており、大手は概ね自己資金ないし市中金融による資金調達に依拠しつつ発展した。

¹ 現今、rolling bearing と総称されるころがり軸受は、その昔、アメリカでは anti friction bearing などと称されており、業界団体 American Bearing Manufacturers Association も 1993 年までは Anti-Friction Bearing Manufacturers Association と名乗っていた。anti friction なら平軸受でも同様であるが、ころがり軸受はその起動摩擦トルク(回転開始に対する摩擦抵抗)の低さ故にかく呼ばれたワケである。中にはこれを真つ正直に“減摩ベアリング”などと訳す人士も後を絶たぬが、その正しい訳語はいつの時代においても「ころがり軸受」一つであった。

わが国におけるころがり軸受工業発展に係わる体系的歴史記述としては日本ベアリング工業会・日本機械工業連合会『日本の軸受工業発展の過程分析 資料編』(1965 年 3 月)、同『日本の軸受工業の発展過程』(1965 年 7 月)を鼻祖とする。しかし、それらの内容は日本精工(株)『日本精工五十年史』(1967 年)にヨリ豊富な資料によって肉付けされた格好で反映されている。

後者及びその続編をなす『日本精工六十年史』(1977 年)は巷に溢れる態度横柄・内容低劣な社史類とは範疇を異にする企業史研究の金字塔であり、共にわが国ころがり軸受産業史・産業技術史の基本文献と見做されねばならない。

² 日暮時郎「統計からみた軸受工業」『機械の研究』第 10 巻第 5 号(1958 年)、参照。

³ 大阪府立商工経済研究所『機械工業の実態調査(ベアリング)』(経研資料 No.166) 1958 年 4

表1は戦前戦時から復興期にかけてのわが国ころがり軸受工業主要5社、即ち大手メーカーの生産実績である。当時、わが国ころがり軸受界の主要5社と言えば、旧社名・創業順に、日本精工(株)(1916[大正5]年)、光洋精工(株)(1921[大正10]年)、東洋ベアリング製造(株)(1923[大正12]年)、旭精工(株)(1927[昭和2]年)、不二越鋼材(株)(1928[昭和3]年)であった。戦時期から復興期にかけて、概ねこの5社は国内販売シェア90%前後(最小80%～最大95%)をキープしており、勿論、この5社の中でも、規模的には日本精工、東洋ベアリングの2社が圧倒的優位に立っていた。そしてこの5社の内、大手4社が鉄道車輛用車軸軸受の製造に係わって行くことになる⁴。

表0-1 戦前から復興期にかけての本邦ころがり軸受工業の発展(主要5社の生産実績)

項目 年	数量 (千個)	重量 (t)	金額 (千円)	1個平均 重量(kg)	1個平均 金額(円)	t当り平均 金額(円)
1930	255	146	1,127	0.570	4.42	7,720
1931	267	154	1,357	0.577	5.09	8,800
1932	288	222	1,839	0.766	6.36	8,300
1933	360	206	2,021	0.573	5.60	9,840
1934	531	301	2,616	0.566	4.93	8,700
1935	845	527	4,449	0.625	5.27	8,460
1936	1,259	743	6,320	0.590	5.00	8,500
1937	2,133	1,313	12,035	0.620	5.61	9,120
1938	4,019	2,508	25,343	0.624	6.32	10,100
1939	5,719	3,488	48,311	0.610	8.46	13,900
1940	8,301	5,184	63,654	0.625	7.66	12,2502
1941	13,366	8,328	100,003	0.620	7.46	12,000
1942	17,400	10,866	137,063	0.620	7.87	12,620
1943	23,734	14,994	196,459	0.630	8.25	13,000
1944	35,006	21,874	314,071	0.624	8.97	14,300
1945	13,986	8,253	120,759	0.610	8.60	14,100
1946	7,401	2,829	305,968	0.332	41.30	108,000
1947	5,875	2,468	399,706	0.417	68.00	162,000
1948	7,530	3,030	1,079,942	0.403	144.00	355,000
1949	10,101	3,582	1,989,156	0.354	197.00	555,000

月、105頁、参照。この報告書の調査並びに執筆は木村吾郎による。

⁴ 大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』14頁参照。元データは『機械統計年報』1953年版。

1950	12,643	4,417	2,066,254	0.329	167.00	500,000
1951	17,252	5,155	5,790,148	0.300	336.00	1,122,000
1952	19,810	5,690	6,310,604	0.287	318.00	1,111,000
1953	29,410	7,059	*10,455,000	0.237	355.00	1,480,000
1954	33,385	8,955	12,247,717	0.268	367.00	1,365,000
1955	27,087	6,948	9,732,107	0.258	360.00	1,420,000
1956	48,101	12,018	17,141,642	0.250	356.00	1,424,000

日暮時郎「統計からみた軸受工業」『機械の研究』第10巻第5号(1958年)、第1、2表より。

1953年の金額(*)は出荷額からの推計値。元データは通産省重工業局調。

産業構造における階層性は価格及び品質体系の面での差別化をも顕現させていた。同一型番の軸受においてもメーカーのステイタスに応じて販売価格に大きな開きがあった。その要因は賃金格差のみならず、使用材料の品位差にもあった。表2に1957年7月末時点における玉軸受の価格についての比較が示されている。

表 0-2 単列深溝玉軸受の階層別価格格差(1957年7月末)

型番(サイズ mm) 階層別	6202 (外径 47、内径 20、幅 14)	6203 (外径 40、内径 17、幅 12)	6204 (外径 35、内径 15、幅 11)
大メーカー	(100)	140(100%)	(100)
中小メーカー Aクラス	…	122(87%)	…
同 Bクラス	(50)	90~94(64~67%)	(70~41)
同 Cクラス	(29)	50(36%)	(40)

大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』(経研資料 No.166)、24~25 頁より。

深溝玉軸受は軸の傾きが無ければスラスト荷重を全ての玉が分担できるため、ラジアル荷重、スラスト荷重に対してほぼ同程度の基本動定格荷重(負荷容量)を有する非常に便利な存在で、最も生産量の大きい、代表的なころがり軸受である。

表中、低価格品は“カーボンベアリング”などと俗称されるもので、今様のハイテクっぽい語感とは裏腹に、その材料は20世紀初頭以来、広く使われ続けている真っ当な軸受鋼＝高炭素低Cr鋼(SUJ2: 1%C、1.5%Cr)ではなく、ただの炭素鋼であった。こんなモノにもそれなりに大きな需要が存在した訳である⁵。

⁵ 特殊鋼の歴史は古く、1797年にL.,N., Vauquelinにより、新元素として同定されたCrは早くも1820年頃には鋼合金への添加元素として研究され始めており、1865年にはCr鋼に関する特許も取得されている。しかし、質の高い軸受鋼として高炭素Cr鋼の開発が始まったのは金属学が飛躍的に高度化する1890年代以降であったと推定されている。

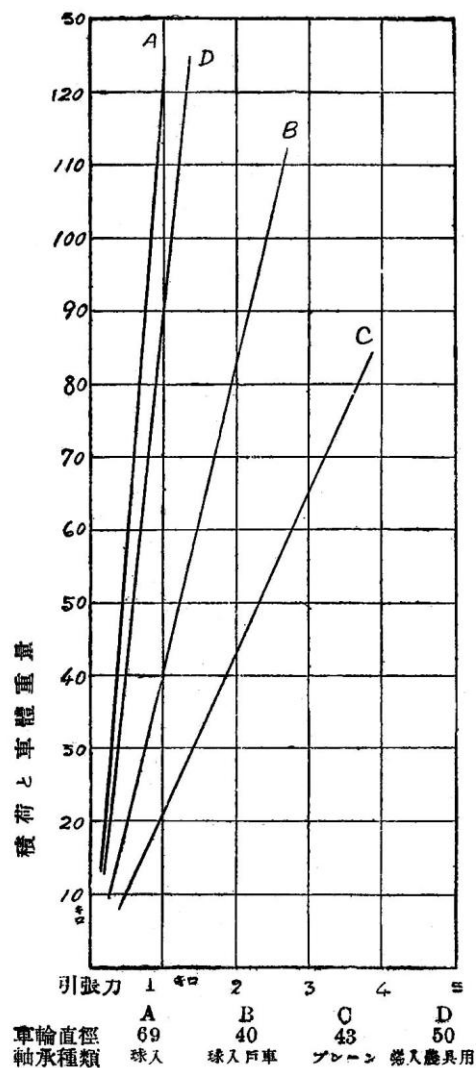
その実例、効能の程度を示す興味深いデータをご覧に入れよう。図 0-1 には実際の蒸気動力で走行する模型蒸気機関車(ライブスチーム)に牽引させる乗用台車の車軸軸受を様々に、即ち A：玉軸受、B：玉入戸車、C：プレーン(鑄鉄ブシュ)、D：農機具用玉軸受に換え、ある引張力に対応するそれぞれの総牽引重量を測定した値が示されている。

測定者、田口武二郎はわが国模型工作界のパイオニアで、斯界の泰斗、渡辺精一が「今を去る半世紀の昔、15 年の歳月を費して 96mm 軌間のライブスチーム模型機関車を完成された」先輩として、また彼田口から受けた薫陶について賛辞を呈したほどの人物であった(『ライブスチーム 模型機関車の設計と製作』誠文堂新光社、1982 年、緒言)。畢竟、この人無くしては以下に示されるような戦前派低価格軸受の実態も何一つ後世に伝えられはしなかったであろう。

図 0-1 低価格軸受の性能(摩擦抵抗)比較(1936 年頃)

現行の軸受鋼と同じ 1%C・1.0~1.6%Cr 鋼の使用に関しては 1905 年という記録が最初のものであるから、ここでも百年を超える歴史が刻まれていることになる。この代表的軸受鋼たる高炭素 Cr 鋼において、C は焼入れ後の硬さ、Cr は炭化物の微細化・安定化に寄与するという役割を担っている。

技術が目まぐるしく進歩する中、このように古い世代の材料が今日まで軸受鋼として重用されているのは、その性質がころがり軸受材料として極めて優れているからに他ならない。錦織清治・保田正文「コロガリ軸受材料」(マシナリー編集部編『軸受』小峰工業出版、1964 年、所収)、参照。また、高炭素 Cr 鋼を中心とする軸受鋼の科学技術史については瀬戸浩蔵『軸受鋼 20 世紀に生まれ、そして翔いた軸受用鋼』日本鉄鋼協会(叢書 鉄鋼技術の流れ 第 2 シリーズ 9)、1999 年を是非、参照されたい。



田口の本文記述に拠れば、1kg の引張力で牽引可能な総重量はそれぞれ、

A : 124kg

B : 42kg

C : 22kg

D : 90kg

である。

これを通常用いられる重量 1t 当りの走行抵抗の形で表現すれば、

A : 8.1kg/t(17.8lbs./t)

B : 23.8kg/t(52.6lbs./t)

C : 45.5kg/t(48.5lbs./t)

D : 11.1kg/t(24.5lbs./t)

となる。

田口武二郎『蒸気機関車の作り方 附 その設計法』誠文堂新光社、1936 年、315 頁、より。

スケールにもよるが、概ね人の歩行速度程度で走る模型蒸気機関車を念頭に置いた低速度での実験であり、車輪径に差があるため厳密な比較ともなっていない点については田口自身も留保しているが、A、D とそれ以外とでは牽引総重量に著しい懸隔が見られ、安物とは言え、玉軸受の効能が顕著であった点に疑問の余地は無い。恐らく、模型用であり、当時のことでもあるから、A も D も B も皆“カーボン”仲間だったのであろう⁶。

今一つ、田口の慧眼ぶりが窺えるのは、彼が潤滑油の性状とこがり軸受の摩擦抵抗と

⁶ 因みに、『日刊工業新聞』大阪版 第 5479 号付録『重要工業法全集・工業仕入案内』（大阪市、1936 年 9 月）、21 頁には「各種ボールベアリング」の項目に、大手と販売業者を除き、大阪市内 8 社、府下 1 社、東京市 1 社、名古屋市 1 社、計 11 社のメーカーと思しき商号が掲示されている。全国をムラ無く調べ上げれば、遥かに多くの玉軸受メーカーが存在したことであろう。

の関係について実体験を引きつつ、

ボールベヤリングも粘着力の強い滑油がつくと能率が悪くなるもので、私の経験から申しますと、使用の際石油で洗って、極く薄い滑油を少し注油した位が適当かと思ひます(317頁)。

とアドヴァイスしている件である。

我々は行論の進展と共に、潤滑剤の質と量に関するこの問題が本物の鉄道車両の車軸軸受のころがり軸受化に際して再びクローズアップされる戦後の技術状況について垣間見させれることになろう。

論点を今日に戻せば、0級(後述)以下の精度等級を有する安物の軸受は“コマーシャル軸受”と総称され、ローラーコンベアや事務機器、キャスター、家具、建具等に用いられている。その中でも、炭素鋼を浸炭し、機械加工して造られた件の“カーボンベアリング”は1960年頃まで国内の多くのメーカーの手で供給されていた。しかし、真つ当な軸受鋼で造られる軸受の製造コストが低減したため、1980年頃には国内市場から駆逐され、ほぼ消滅してしまった(綿林英一『転がり軸受マニュアル』日本規格協会、1999年、306頁、参照)⁷。

さて、その国産高炭素Cr鋼なるシロモノであるが、第1号は案外早く、日本特殊鋼によって1919年に試作されている。然しながら、それが実用化の域に達したのは漸く1922年頃からであった。1928年、高炭素Cr鋼は陸軍の材料規格に取り入れられ、1929年には海軍規格も定められた。それが軸受用鋼としての独立した規格に格上げされたのは1937年の陸海軍航空材料規格からであった。

もっとも、戦前期においては軸受鋼と言えば輸入品が大半であった(’36年において約80%)。形態としては後の機械加工が容易な軸受鋼管(SKF)が主体であったようである。1939年以降、戦時体制下においては輸入が途絶し、軸受材料に関しても軸受棒鋼の国産化が強力に推進された。但し、必要量は遂に確保されることなく終わり、戦後も良質の軸受鋼の入手難の時代が続いた。その結果として、“カーボンベアリング”ならずとも、復興期日本においては一応マトモに軸受鋼と呼ばれているモノでさえ輸入品に比較すれば著しい低品位を託っていた。

この点については旧著の中で復興期、大阪鉄工所(後の日立造船)から大阪機工(株)に転じた

⁷ カーボンベアリングの件で忘れ難いのは1992年6月15日、JR西日本博多総合車両所での仕業検査で発覚した100系“グランドひかり291号：シンデレラエクスプレス”編成の博多寄り最終車軸歯車箱に発生した油漏れ事故である。その内実は駆動装置ピニオン軸受QT4A(内径80mm、外径170mm、幅42.5mmの円錐コロ軸受：図9-50参照)の異常摩耗、コロ脱落に起因する歯車箱損傷による大量の油漏れであったが、直接の原因は光洋精工が1990年4月に製造したこの軸受に正規の軸受鋼(SUJ2)ならぬ低炭素鋼(S25C)が用いられていたという信じられないようなミスに在った。桜井 淳『新幹線「安全神話」が壊れる日』講談社、1993年、第二章全体、特に58~67頁、参照。

なお、この駆動装置ピニオン軸受はそれ以前にもそれ以後にも重大な損傷事故を起している。2010年3月3日の事故については別途、触れる時が来る。

検査工、山岡芳夫の鋼球圧壊試験に関する回想談を紹介しておいた⁸。

そうした中であって、鉄道車輛は確かに量的に僅少であったとは言え、比較的高級な大型ころがり軸受の重要な使途をなして来た。因みに、戦後復興期における主要部門別出荷額比率は次の通りである。

表 0-3 復興期における国産ころがり軸受の主要部門別出荷額比率

年 別 部門別	1950	1951	1952	1953	1954
鉄道車輛	5.1	6.6	6.8	8.1	7.9
自動車	23.8	23.8	32.8	36.0	35.6
繊維	10.3	3.4	2.8	3.8	3.3
電気機械	7.1	13.7	10.4	13.9	12.9
農林水産	2.7	3.6	3.7	2.7	5.2
造船	0.6	2.3	1.6	0.6	0.9
鉱山	1.6	3.9	4.4	2.1	2.2
化学機械	1.1	1.9	1.2	0.9	1.6
鉄鋼金属	6.3	10.2	7.7	6.8	6.1
工作機械	5.2	5.8	7.3	13.4	11.7
その他	20.0	15.5	15.4	8.3	7.9
輸出	15.0	9.3	5.9	3.4	4.7
合計	100	100	100	100	100

大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』(経研資料 No.166)、16 頁、第 8 表。元データは『機械統計年報』1955 年版。

なお、原注として大蔵省税関部編『日本外国貿易年表(昭和 31 年版)』によれば 1952~'56 年の輸出はブラジル、タイ、アルゼンチン、インド、南ベトナム、香港向けが 6 割を占めた、とある。

また、これ以後、鉄道車輛(自動車・自動二輪車)向け売り上げ比率は'55 年 7.2(34.0)%、'60 年 3.0(35.6)、'65 年 3.2(35.2)%、'70 年 2.2(30.2)%、'75 年 1.5(27.3)%、'80 年 1.4(32.5)%、'85 年 0.8(33.5)%、'90 年 1.1(38.3)%、'95 年 0.8(39.8)%、と凋落して行く⁹

⁸ 『鉄道車輛工業と自動車工業』日本経済評論社、2005 年、117 頁、参照。山岡はその後、永らく社内で用いられることになる検査用芯出し装置を発明するような工夫の人でもあった。

⁹ 日本精工前掲『日本精工五十年史』492 頁、『日本精工六十年史』366 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』317 頁、より。元データは日本ベアリング工業会。1965 年までの分類は「自動車・軽車両」。なお、『転がり軸受マニュアル』237 頁、表 6.1.1 に掲げられた通産省データによれば、1955 年における鉄道車輛車軸軸受の出荷額比率は 1.9%、とある。

然しながら、第1に、多くの場合、鉄道車輛向け、なかんずく車軸軸受としては専用の軸受が開発されて来た。この事実だけを取り出してみても、鉄鋼圧延用のロールネック軸受などと共に、鉄道車輛用軸受、とりわけ車軸軸受がメーカーの大形軸受開発に係わる技術力向上に資した意義は決して軽んじられるべきものではない。

第2に、本稿の最後のところでも若干言及されるように、技術進歩ならびに鉄道を巡る技術体制変革の結果、最新の車軸用ころがり軸受は今や、非鉄道部門にも販路を見出そうとしている。この面から見れば、技術育成産業としての鉄道の役割は今日においても失われてはいない。

さて、わが国の鉄道事業者の中でも、鉄道省には — 蒸気機関車や電気機関車、客貨車のころがり軸受化の面では一向に冴えなかったとは言え — 戦前期、末梢的輸送革新の一翼を担ったガソリン動車(GC)用車軸軸受の国産化を通じて本邦ころがり軸受工業の発展に指導性を発揮し、その技術的自立に少なからぬ貢献を果たして来たという曰くがある。

また、鉄道省は既に戦時下、平和到来と共に蒸気機関車動軸及び貨車の車軸用を除く鉄道車輛の車軸軸受を総てころがり軸受化する、との基本方針を定めていた。

しかし、その意に反し、敗戦後、GHQ 即ち連合軍総司令部は軍需に傾斜していたわが国ころがり軸受工業の復興をよしとせぬばかりか、わが国におけるその使用を贅沢と難じ、むしろその賠償案においては当該工業根絶の意志さえ示した(1945年12月、ポーレー報告)。

これに対して鉄道省の後身、運輸省の技術幹部は気脈相通じた日本精工の首脳部に製造再開の打診を行う一方、同社首脳を伴い、GHQ、CTS(民間運輸局)関係者に向け、戦前期からの鉄道車輛用ころがり軸受の使用実績とその国産化に果たした鉄道省の実績を語り、また将来に亘る鉄道車輛発展の趨勢に鑑み、国産ころがり軸受工業を欠くことは外貨政策上不得策であると説き、平軸受材料たる銅合金・錫・鉛の入手難、潤滑油等の不足並びに品質不良という客観情勢の下、ころがり軸受の普及が材料資源節約の観点からもこの国にとって不可欠であることをも力説した。この予測は間もなく朝鮮戦争勃発によって一層、その現実味を増すことになり、鉛の高騰などは石油不足下に叢生した国産電気自動車に引導を渡す原因ともなった。

後刻、関係者の説得の甲斐あって敗戦国における鉄道車輛車軸軸受のころがり軸受化を“贅沢”呼ばわりしていた GHQ、米軍当局も態度を軟化させ、1946年4月26日に発せられた鉄道車輛用軸受の製作禁止命令は撤回に至った。鉄道車輛用軸受の製造は許可され、その対象は順次、一般用途にも拡大されて行った(1948年3月、ストライク報告)。

わが国鉄道車輛技術史上の巨人にして本邦大型自動車工業界の大恩人でもある島秀雄は、国鉄技師長時代、以上の経緯について略述した後、次のように回想している。

勿論今日の隆盛はベヤリング工業当事者諸彦の御努力と大発展せる自動車工業を始めとする一般諸工業の需要増大によるものであるが、我々としては車両軸受の製造が認められ一部ながらベヤリング工業の存続が許されることとなった「あの日」のことが忘れられない。

実に、説得工作の先頭に立ったのは当時、運輸省動力車課長の職に在った島その人であった。それにしても、日本側の関係者、何れの発言からも島の言う「あの日」の特定が不可能である点は惜しんで余りある¹⁰。

以上のように顧みれば、本邦ころがり軸受工業の歩みのいかに覚束ぬ足どりであったことか！ といった一面的な印象を醸成しかねまい。

然しながら、この国が主要工業諸国の中であって、ころがり軸受界随一の多国籍企業たる、しかも 1910 年、この日本を初輸出先に選んだ因縁まで付いて回る SKF に、戦前の外地“満洲”を含め、一度たりとも、一箇所といえどもその製造拠点を持たせなかった点において世界の例外と言える存在であり続けた、という事実は、ただそれだけを取り上げてみても、実は偉とするに足る。

これは偏に関係各企業の国産化努力と鉄道省、商工・通産省をはじめとする政策主体の指導によろしきを得たからに他ならない。以下ではその中から、主として鉄道車輛用ころがり軸受の開発や運用に携わった技術者たちの足跡について、先進諸国における動向を踏まえ、また彼ら自身の発信になる情報に依拠しつつ再構成して行く。

¹⁰ 車両用ころがり軸受研究会編『車両用ころがり軸受』白泉社、1959 年、「序」より。但し、正確にはころがり軸受製造再開の魁は GHQ の指令による日産製自動車の修理用部品製造であり(1945 年 11 月 17 日製造許可指令、11 月 20 日、操業開始)、鉄道車輛用軸受の製造再開はその約半年後に許可されたようである。日本精工(株)『日本精工五十年史』、147~151 頁、『日本精工六十年史』23~24 頁、参照。

I. 鉄道車輛の走行抵抗ところがり軸受

(1) ころがり軸受の特異性

転がり摩擦係数が滑り摩擦のそれよりも小さいという事実は小学生でも知っていよう。古代メソポタミアでは重量物の移動にコロを挟み込む方途が用いられていたし、古代ローマの沈船からはスラストコロ軸受の様な遺物が引上げられている。

それにも拘らず、意外と思われるかも知れぬが、転がり摩擦の発生メカニズムについては実のところ未だ完全に解明されてはいないし、この間のころがり軸受発達史も、どちらかと言えば実物先行の形で展開されて来た。

平軸受における潤滑は潤滑剤の楔^{くさび}状流体膜としての引き込みと排出との同時進行という形で営まれる典型的な流体潤滑(油等の膜厚が大きく、流体としての粘性が発揮される潤滑条件)であり、この流体潤滑下の摩擦メカニズムは 19 世紀末には既に理論的に解明されていた。

即ち、Beauchamp Tower(1845~1904)は 1883 年、イギリス機械学会のために軸径 100mm、幅 150mm、弧角 157° の鉄道車輛用黄銅製平軸受を用いて給油法の実験を行った。タワーは給油器取付け用として穿孔された 1/2in. の孔からの油流出が容易に抑えられない事実を発見し、軸受面の各部における油圧の測定を行い、圧力分布を明らかにすると共に、様々な油種、潤滑条件下における平軸受の摩擦係数を測定した¹¹。

¹¹ cf. B., Tower, First Report on Friction Experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*. 36, 1883.

タワーのこの論文自体には掲げられていないが、彼のデータは“タワーの式”として知られる次のような実験式の形にまとめられ、平軸受の摩擦係数を表すツールとして永らく実用に供された。

$$\mu = K \cdot V^{0.5} \cdot P^{-1}$$

μ : 摩擦係数、 K : 油種に固有の潤滑定数、 V : 軸受面の摺動速度 ft/min、 P : 面圧 = 軸受の投射面積当り荷重 lbs/in²

K の値は潤滑剤によって異なり、一例として、オリーブ油 : 0.289、ヘット : 0.281、鉱油 : 0.276、菜種油 : 0.212、鯨油 : 0.194、鉱脂膏 : 0.431、などとされていた(生産技術協会『実用工学便覧』山海堂、1951 年、221 頁、同『改訂版 実用工学便覧』1956 年、226 頁、参照)。

今日の工学文献を繙いてもこんな式は見当たらない。しかし、技術の現場は永らくこのような簡便な経験式に導かれて来た。因みに、生産技術協会は日本海軍において練成、蓄積されて来た生産技術を戦後復興に役立てる目的で設立された社団法人である(拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』ユニオンプレス、2002 年、参照)。CAD によって似たような設計例を嵌め込むだけに陥りがちな現代的設計手法を思うにつけ、素朴な理論と惜しみない労力を動員してコトに当たった先人の仕事ぶりが懐かしく感じられる。

なお、曾田範宗『軸受』岩波全書、1964 年、まえがき、11~12 頁、遠山広光・松本美韶^{よしつぐ}

3年後、タワーのデータを解析し、物体を剛体とし、潤滑油粘度は圧力に係わらず一定との仮定の下に流体力学的な油圧発生メカニズムを解明したのが O., Reynolds であり、これを更に一般化して行ったのが A., Sommerfeld から物理学者たちであった¹²。

流体潤滑下における摩擦の発生要因は潤滑油の粘性による流体摩擦が主体であり、その作用もまた早くから十分明らかにされている。

一方、転がり摩擦研究に先鞭をつけたのはルネッサンスの天才、Leonardo Da Vinci であり、1871 年には滑り摩擦の実験の先達、C., A., Coulomb(仏)が転がり摩擦についての実験報告を行い、1876 年にはかのレイノルズがコロの転がり摩擦に関する精緻な実験研究を行った上、差動引伸し説と呼ばれる仮説を提示している。これは転がり接触面が弾性変形して伸びる際にすべり摩擦が発生するという仮説であったが、潤滑剤が転がり摩擦の低減にほとんど効き目を表さない事実の説明が出来ない点は致命的であった。

1881 年、転がり摩擦解析の基礎となる弾性接触理論＝“ヘルツの接触圧力(Hertz load)”理論を提示したのは電磁波の正体を突き止め、周波数単位にその名を留める H., Hertz(独)であった。Hertz は光の干渉実験中、保持力によりレンズが弾性変形することを見出し、接触楕円における圧力分布の理論に想到したと伝えられる。

R., Stribeck(独)は 1901 年、Hertz の弾性接触理論を玉軸受の挙動解析に適用したことにより“現代玉軸受の最初のパイオニア(Brühl)”とも“玉軸受工学の父”(SKF)とも仰がれることになる。

しかし、ころがり軸受の摩擦において現象は一般に複合的な様相を呈し、諸要因の作用度が条件如何で大いに異なってくるため、単純な実験、解析ではその全貌を明らかにし切れない。このため、転がり摩擦に関して、滑り摩擦におけるような明快かつ統一的な理論的説明は今以て見出されていない。

また、接触部の圧力、応力が大きいころがり軸受においては常に流体潤滑が支配的であるわけではない。ころがり軸受における潤滑は典型的な流体潤滑ではなく、潤滑剤の層が数十分子以下となり、局所的に断続し、流体としての性質を示さなくなる状況下での所謂、境界潤滑に近い現象である場合が多い。

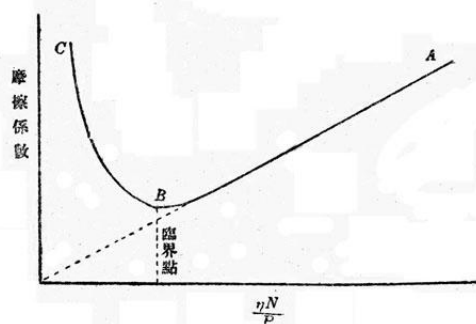
潤滑の 3 状態(流体潤滑、混合潤滑、境界潤滑)と摩擦係数との相関を初めて明らかにしたのも Stribeck であり、彼は 1902 年に“シュトリベック曲線”(図 1-1)として知られるようになる実験結果の形でこれを発表した。これに拠れば、境界潤滑条件(図の臨界点 B より左)に

『軸受・潤滑法』誠文堂新光社、1965 年、29～30 頁あたりも参考になろう。

¹² cf. O., Reynolds, On the Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of the Viscosity of Olive Oil. *Philosophical Transaction of The Royal Society of London*. 177, Part I, 1886. A., Sommerfeld, Zur hydrodynamischen Theorie der Schmiermittelreibung. *Zeitschrift für Mathematik und Physic*. 50, 1904. 因みに、どちらも筆者の如きディレクタントには組し難いが、レイノルズ論文の Section 1 Introductory は研究史的序論をなしており比較的取っ付き易い。

においては摩擦が非常には大きくなる¹³。

図 1-1 ある一つの平軸受における摩擦の条件と摩擦係数



η : 油の粘度、 N : 回転数、 P : 軸に加わる荷重

山口文之助『航空燃料及潤滑油』工業図書、1942年、121頁、第35図(敢えて少し毛色の変った書物から引用してみた)。

C点から左にはもう一段、“L”状の屈曲部が描かれて y 切片へと到る。これについてはシュトリベック他著・吉武立雄編訳・笹田 直解説・監修『現代軸受の誕生 Stribeck 曲線の基礎はいかにして築かれたか』新樹社、2003年、8頁、図5、参照。

¹³ その反面、境界潤滑条件において急激に摩耗量が大きくなるワケではない。なお、R., Stribeck の業績や“シュトリベック曲線”については何よりも、シュトリベック他著・吉武立雄編訳・笹田 直解説・監修『現代軸受の誕生 Stribeck 曲線の基礎はいかにして築かれたか』新樹社、2003年、参照。“シュトリベック曲線”そのものについては他にも、例えば日本潤滑学会編『潤滑故障例とその対策』養賢堂、1987年、117頁や、日本舶用機関学会燃料潤滑研究委員会編『英和和英 燃料潤滑油用語事典』成山堂、1994年、139~140頁、といった応用的文献においても参照可能である。

曾田範宗監修『軸受の設計』オーム社、1965年、2~3頁には横軸に“ゾンマフェルト数”を採り、縦軸をこれに対応させた平軸受の摩擦特性曲線と解説が掲げられているが、一般化された表式になっているだけで意味は同じことである。要は通常、平軸受には最小の摩擦係数が実現されるような最適の諸元(ある荷重、回転数に対して最適な軸径、隙間、潤滑油粘度の組合せ)が有り、設計はここを用いるようになされねばならないとの謂いである。

なお、同じ曲線は“Stribeck-Hersey curve”とも、“Barnard, Myers 及び Forest 等の実験によって求められた図”などとも呼ばれているが、筆者はその委細については承知していない。日本トライボロジー学会編『トライボロジー辞典』養賢堂、1995年、129頁、山口文之助「潤滑油」(『内燃機関工学講座 第3巻 燃料噴射及燃料ポンプ 燃料・燃焼及潤滑油』共立社、1936年、所収)、386~387頁、参照。

とは言え、この潤滑様式間の推移についても、ことが作動中のころがり軸受の内部における挙動というレベルにまで及ぶと、一律には割り切れない現象となる。

それでも、総じて言えば、油膜切れによる固体接触ないし境界潤滑の条件下におけるころがり摩擦の発生原因としては、転動体が球体である場合、その接触面に生ずる微小な差動滑り(A., Palmgren[Swed]1919)、接触部の凝着による摩擦(G., A., Tomlinson[英]1929)、物体の接触変形の非線形性に起因する内部摩擦(弾性ヒステリシス損失 D., Tabor[英]1955)、接触面に作用する接線力(駆動力)に起因する微小な滑り、接触部表面の微小な凹凸による衝突損失(塑性変形に起因する内部摩擦)が挙げられており、高速においては空気抵抗、潤滑油の高圧粘性摩擦、潤滑油の圧力に起因する転動体の変形による内部摩擦などが以上に加えられている¹⁴。

上に見た Palmgren(1890~1971)という SKF の技術者はころがり軸受工学史上最大の巨人である。SKF には 1917 年入社、1937 年から'55 年までその技術のトップに君臨した。玉の転がり差動滑り説についての発表がなされたのは早くも 1919 年であった。彼はシュトリベックの荷重負荷容量(今日の言葉では基本動定格荷重)理論(1901)や J., Goodman(英)の回転速度を考慮に入れた負荷容量理論(1913)を承け、1924 年にラジアル玉軸受に関する包括的な負荷容量実験式を提唱し、1928 年には滑りを伴う転がり摩擦係数の先駆的研究結果を発表、1930 年にはころがり軸受の静定格荷重に関する実験を行った。1938 年にはころがり軸受の定格寿命についての定義を ISA に提案、1945 年には作動中のころがり軸受の温度上昇についての研究成果を発表、オイルミスト潤滑やオイルジェット潤滑への途を提示すると共に、SKF 社より *Ball and Roller Bearing Engineering* を刊行した。

更に 1947 年、Palmgren は G., Lundberg との共著の形で論文「ころがり軸受の動的負荷容量」=Ludberg-Palmgren の寿命(従ってフレーキング発生メカニズム)理論として知られる転動面(接触楕円)における動的せん断応力理論を発表、動定格荷重理論を確立した(図 1-2)。この理論は 1952 年の共著論文「コロ軸受の動的負荷容量」において補完され、完成の域に達した。彼は ISA、ISO の時代を通じて斯界における指導的役割を演じ、その理論はころがり軸受に関する ISO の現行規格の中に今も陰に陽に生き続けている¹⁵。

¹⁴ 差動滑り=球を直径の異なる薄い円板を重ねた物体と見立て、これがその半径に近い曲率の溝の中を“ヘルツの接触圧力”で示される凸型の圧力分布を有する楕円形接触面を生じつつ転動する際、中央の円板と両脇のそれとでは直径が異なるのに進行速度は等しくなるため、両脇の円板は前進方向に引きずられ、中央円板においては逆方向のすべりが生ずる現象。

凝着=物体同士の直接、分子、原子レベルでの結合。

弾性ヒステリシス損失=転動体が平面を弾性変形させながら転動する際、前方における圧縮において費やされた仕事と後方における回復において回収される仕事との間に存在する力学的エネルギーの熱エネルギーへの転換および散逸に起因する差。低反発マットレスの上を転がる姿を連想すれば良い。

¹⁵ 前掲『転がり軸受工学』4~15 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』45、75~76、95 頁、

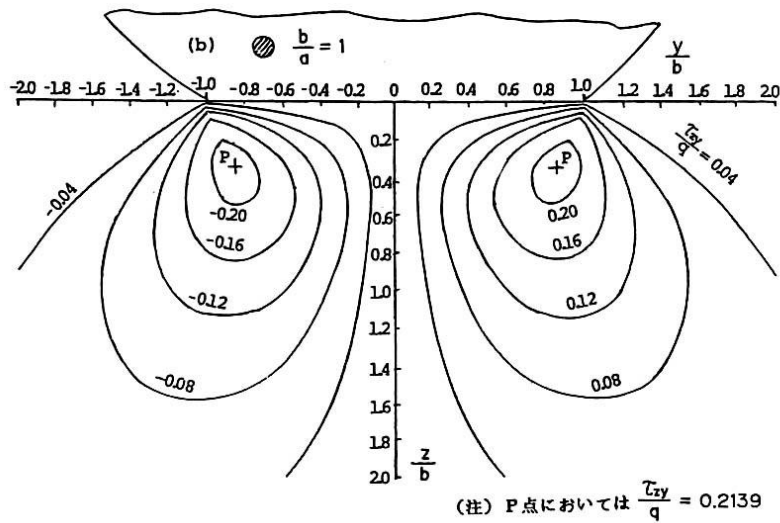
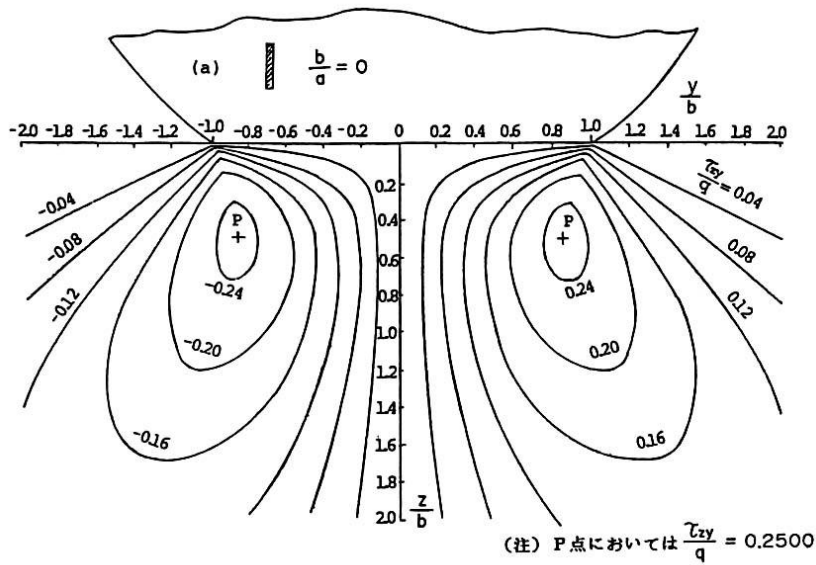
図 1-2 Ludberg-Palmgren(1947 年)におけるせん断応力の等応力線図

参照。

なお、岡本純三(工業技術院機械試験所→千葉大学工学部)に拠れば、ここに言及した Lundberg と Palmgren との 2 本の共著論文、Dynamic Capacity of Rolling Bearings.(*Ingeniörsvetenskakademiens* Nr.196. 1947)、並びに Dynamic Capacity of Roller Bearings.(*ditto.*, Nr.210 1952)はころがり軸受工学史上における金字塔的労作ながら、数学的省略が多いことも手伝って専門家にとってさえ難解を極め、とにかく結果だけが借用されがちな労作となっている。

そこで、岡本は同論文を補足的解説や電算機により一桁下まで再計算された数値データへの差替え等を交えた形で自ら敷衍訳出した。岡本純三『ころがり軸受・ころ軸受の動的負荷容量 —— Lundberg-Palmgren 理論の詳解 —— 』(私家版、第 1 刷、1988 年、第 2 刷、1990 年)がそれである。内容上、同書の流通がごく狭い範囲に限られる点は当然であるにせよ、それはわが国軸受工学者の矜持の高さを示す格好の文献となっている。

無論、その真価は筆者如きには霧の中とせざるを得ない。また、Palmgren の無線工学における足跡に至っては筆者の管見の及ぶところではない。



a : 接触楕円の長軸径

b : 同短軸径

q : 接触楕円内における最大接触圧力

τ_{zy} : せん断応力

上図(a)は極限的な線接触の、下図(b)は平面に対する玉の円接触の場合。従って、(a)は円筒コロ軸受に近いモデルとなり、玉が円断面の溝に接触する玉軸受においては(a)と(b)との中間の如き接触楕円が形成されることになる。何れの場合においても、最大せん断応力発生点「P」は接触面の前後端から少し入った所の浅い位置に来る。

岡本純三『ころがり軸受・ころ軸受の動的負荷容量 —— Lundberg-Palmgren 理論の詳解 —— 』私家版、第2刷、1990年、7頁、図1.3。

ころがり軸受の寿命に対する最大決定因子たるフレーキングとは、このころがり接触部の表層下で繰返し発生する動的せん断応力に起因する疲労破壊現象である。古典的理論に

抛れば、それはころがりによって軌道面内部にこれと平行に発生する引張・圧縮の交番(両振れ)荷重によって材料内部にせん断応力が作用し、その最大点「P」付近において非金属介在物を起点とする微小クラックが発生し成長する現象である(現在では内部起点フレーキングと呼ばれている)。

“古典的”などと称してもこれらの現象の多くが解明されたのは第二次世界大戦後のことであった。日本人研究者もこの間、多くの貢献をなした。例えば、玉軸受においては 1901 年、シュトリベックによって明らかにされたように、転動体と転動面との接触位置の偏倚により、前者がスピン運動に入り、これによって滑り摩擦の要素が発現する。アキシアル荷重が働き、玉と軌道面との接触角が正の値を取るアンギュラコンタクトが生ずる、典型的にはアンギュラ玉軸受におけるような場合にはこのスピン摩擦が大きな損失要因となるが、転動体と転動面との接触状況の如何によってスピンの現れ方は異なる。

これについて、曾田は接触部に働く差動滑り摩擦によるスピン・モーメントが内外輪で逆方向に作用する場合、スピンの方向は、遠心力の多寡にも拠るが一応不特定、との理論を展開した(曾田『軸受』97~99 頁)。

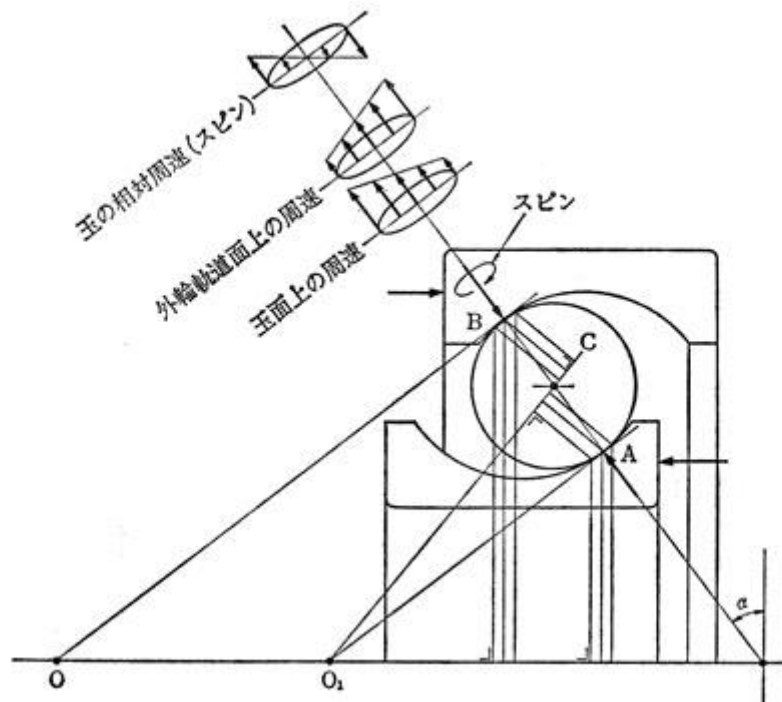
一方、角田は同じ頃、玉の自転軸が内輪コントロールになる場合と外輪コントロールになる場合との条件をより詳細に解明し、それぞれにおいて差動速度の違いからどのようなスピン・モーメントが生ずるかを論じ(図 1-3)、更には公転軌道上の玉の位置による公転速度ムラとそれに起因する保持器(玉を抱いてその相互間隔を保つ部品)への振幅応力の発生→疲労破壊生成機構を解明した(後述)。角田のこの所説は現在、標準的な理論となっている(簡単には岡本純三・角田和雄『転がり軸受』第 2 版、幸書房、トライボロジー叢書 4、1992 年、188~190 頁、参照)¹⁶

図 1-3 アキシアル荷重を受ける玉軸受の玉のスピンに関する角田の図解

¹⁶ ころがり軸受工学の歴史に関しては転がり軸受工学編集委員会『転がり軸受工学』養賢堂、1975 年の第 1 章がコンパクトながら必読の参考文献であり、後続の理論的諸章もころがり軸受の歴史を繙くに当たっては一通りは参考にされるべきであろう。転がり軸受工学編集委員会は上野正弘以下、日本精工(株)の技術者 18 名によって構成されている。

また、小野 繁『ころがり軸受の応用設計』(大河出版、1979 年)、日本精工(株)『日本精工五十年史』、岡本・角田前掲『転がり軸受』、綿林前掲『転がり軸受マニュアル』も是非、参照されるべき文献である。

なお、小野『ころがり軸受の応用設計』73~74 頁に述べられたスピンによる滑りの解説はスラスト軸受におけるそれをも含んでおり、非常に興味深い。



岡本純三・角田和雄『転がり軸受 — その特性と実用設計』190 頁、図 9・26。

日本潤滑学会編『改訂版 潤滑ハンドブック』養賢堂、1987 年、678 頁、図 8.2.4、日本トライボロジー学会『トライボロジーハンドブック』養賢堂、2001 年、145 頁、図 3.2.4 もほぼ同じ。

玉は A を中心とする微小な楕円面において接触角 α で内輪軌道面と接触している。内輪コントロールの場合、玉の自転軸は O_1C になり、この接触面においては転がり運動の条件が満たされる(但し、転動体が円錐ではなく玉なので差動滑りは生起している)。

一方、玉は外輪軌道面とは B を中心とする微小楕円面で接触している。この接触面において転がり運動の条件が満たされるのは玉の自転軸が OC となる場合だけであるが、図には内輪コントロールの場合が示されているから、この条件は満たされていない。

従って、B を中心とする微小楕円面においては、玉の表面の周速分布と外輪軌道面上のそれとの間に不均衡が生じ、玉は O_1 から遠い側では外輪に追い付けず、近い側では外輪を追い越す格好になる。このため、AB を軸として玉を旋回させるスピン・モーメントが生じ、差動滑りとは別の滑り(→滑り摩擦)を伴うスピン運動が発生する。

外輪コントロールの場合なら、 OC が玉の自転軸となり、逆の経過を辿って逆方向のスピンが発生する。

なお、この図は勿論、誇張であり、深溝玉軸受においてここまで極端な接触状況が生ずることはないが、アンギュラ玉軸受においてはかような状況が常態となる。

ころがり軸受における摩擦現象は一見、単純そうに見えるが、実はこのような一連の複雑な内部構造を有しているワケである。

しかし、それにも拘らず、特殊な動圧滑り軸受や磁気軸受などを除いて、かつ同一負荷

容量(基本動定格荷重)で比較するなら、ころがり軸受の方が平軸受より摩擦抵抗、とりわけ起動トルクが小さいという事実は厳然としてあり、かつ容易に観察されていることでもある。

ころがり軸受の平軸受に対する優位性は実にこの起動トルクの僅少性と使い易さ——多くが規格化された量産汎用品であり、低価格・高品質であり、かつ交換容易なこと、グリース潤滑にすれば、特にこれを封入した密封軸受とすれば潤滑に意を用いなくとも済むこと、に見出される。事実、今日、ほとんどのころがり軸受の潤滑はグリースによって果たされており、小形のころがり軸受のほとんどは密封軸受によって占められている。

交換の容易さ、という点については2点、注記が必要であろう。第1は、一個の機械要素たる軸受としての互換性であり、安んじて同一型番のものに交換出来るという平明な状況である。

第2は、一般に内外輪(軌道輪ないし軌道盤)と転動体(玉ないしコロ)および転動体保持器という3つの要素から成るころがり軸受が、深溝玉軸受などのような非分離型と円筒コロ軸受などのような分離型とに細分されることから派生する状況である。即ち。円筒コロ軸受を例にとれば、“inner race” (内輪)と“outer race & roller” (外輪と保持器で支持されたローラーとの Assey)とは分離しており、かつ“互換性隙間軸受”と称して、通常は同一型番なら“inner race”と“outer race & roller”との間には互換性が保たれ、交換の便が保障されているワケである。今日、ISOにおいて規格が定められているのはこの互換性隙間軸受のみであり、非互換性隙間軸受は余程、隙間精度の高い特殊なニーズに応ずる別注品ということになっている。

JESを受け継いだ JIS(日本工業規格[1949~])においては、1965年にころがり軸受規格の体系化が実施されたが、この規格はドイツの DIN 規格を参考に制定された。この JIS においては現在、精度に関しては ISO に準拠し、定められた測定項目・測定方法に即して精度の低い物から順に基本的に、0(並)級、6級、5級、4級、2級に等級付けされている。

自由状態の隙間についても若干の解説が必要であろう。理論的研究に拠れば、ラジアルころがり軸受の寿命は有効隙間——軸受を軸またはハウジングあるいはその両方に締め代を与えて組付け、運転中に生ずる軌道輪および転動体の温度上昇(一般に温度は転動体>内輪>外輪)による寸法変化量を考慮した時の隙間——がごく僅かに負の値を取る最大時がとなり、それが過小および過大である時には減少する。とりわけ運転中の隙間が大きな負の値を取る時は運転温度が異常に上昇し、軸受の寿命は急激に低下する。従って、ころがり軸受にその寿命を全うさせるためには適正な自由状態隙間の軸受を選び、組付けに際して有効隙間が適正に、実用上は理論的最適地より安全サイドに振ってやや大き目となるよう、軸受内外輪と軸ないしハウジングとの間の締め代と軸受の自由状態隙間との兼ね合いを調整せねばならない¹⁷。

¹⁷ 転がり軸受工学編集委員会編『転がり軸受工学』239~240頁、綿林『転がり軸受マニュアル』140頁、参照。なお、アンギュラコンタクト軸受(アンギュラ玉軸受および円錐コロ軸受)が軸端に一個づつ配される場合は有効隙間に対する軸の伸びの影響が大きくなる。当

この場合、テーパ穴軸受は通常スリーブを介して、まれにはテーパ軸に直接取り付けられる。このような取付法においては一般に強く締め付けられる傾向があるので、円筒穴軸受より大きな自由状態の隙間をもつように設定される。また、鉄道車輛の車軸軸受においては重荷重である上、衝撃荷重も大きいので軸と内輪との嵌め合いは通常よりきつくなる。また、鉄道車輛主電動機軸受においては重衝撃荷重の方向不定荷重を受けるため、内外輪共に締め込みとなる。こうした点は何れも軸受に大き目の自由状態隙間の設定を求める要因となる。どの程度の自由状態隙間を有する軸受を選択するかは決定に際しては以上のような用途特性が加味されねばならない¹⁸。

と言っても、組付け時のスラスト調整で有効隙間管理を行えるアンギュラ玉軸受(分離型、非分離型)や円錐コロ軸受(分離型)とは異なり、深溝玉軸受(非分離型)、円筒コロ軸受(分離型)、自動調心コロ軸受(非分離型)などにおいては工場製造時、ラジアル隙間の値が決められており、使用者側に選択の自由はなかった。

それにも拘らず、自由状態の隙間に関する軸受各社の社内規定値がまちまちで、ユーザーからは隙間値の標準化を、との要望が早くから寄せられていた。然しながら、測定に際して不可避免的に発生する弾性変形をどのように扱うかという微妙な問題をクリアする必要があったため、標準化は容易には実現しなかった。

漸く実現した JIS における規格化に際しても、測定法に問題があったため、隙間の値は参考値としてのみ掲げられた。隙間の等級分けとしては ISO に準拠し、約 85%の用途に適用可能な普通隙間と、それより大きい隙間をもつグループ C3、更に大きい C4、C5、普通隙間より小さい隙間のグループ C2、更に小さい C1 などが定められた。

東洋ベアリング製造^{よしつぐ}の技術者、松本美韶に拠れば、これらの値が JIS に示されてから後は、技術者ではないセールスマンが客先に納入した軸受の運転温度が高くなった際、C3 の軸受を代品として納入し、運転温度引下げに成功したため、C3 軸受の使用が無闇に流行し、製作要求が発せられた時期もあったという¹⁹。

また、自由状態の隙間に付随しては次のような事例もあった。復興期、紡績機械に参入した工作機械、兵器メーカー、大阪機工^{おさかきこう}がアメリカ製紡機をサンプル輸入の上、模倣・国産化を試みた際、元々使用されていたのと同じ玉軸受の新規輸入品を組み込んだ試作機の性能が全く出ず、一同、考えあぐねた末に軸受を検査してみたところ、その隙間たるや“ガタガタ”であることが判明した。そして後刻、輸入機械組み付け品と同等の隙間を有する軸受の出荷は拒否されたという²⁰。

然ながら、軸の熱膨張により有効隙間は「正面取付け」においては増大し、「背面取付け」においては減少する。

¹⁸ 綿林同上書、143 頁、参照。

¹⁹ 松本美韶「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」『メンテナンス』No.31 1982 年 12 月、所収、参照。

²⁰ 同社において検査工を務めた山岡芳夫の回想による。

これはラジアルころがり軸受が内外輪および転動体の寸度を測定の上、選択組合せによって組立てられるものであり、その際の“自由状態の隙間”ならびに精度に応じて等級付けられる製品であるがゆえに生じ得た現象である。

ただ、“等級”などという言葉との絡みで行きがかり上、付言しておかれねばならないが、内部隙間の大きいことは無限定に品質ならびに加工精度の低位を意味するワケではない。要は“適材適所”である。その象徴的具體例については追って紹介される。

それにしても、上例は先進国がある種のころがり軸受の輸出を差し止めれば、その汎用性、規格品性に乗じた中進国による機械の模倣国産化計画も頓挫を来たさざるを得なくなる場合がある、ということを教えている。逆に、あらゆる“等級”、そして品位のころがり軸受を製造出来るか否かは一国の工業化能力形成における要点の一つをなすとも言える。

更に、潤滑について敷衍すれば、ころがり軸受における潤滑は主として油、稀に水といった流体による潤滑に頼る平軸受とは対照的に、油潤滑でもグリース潤滑でも良く、むしろそこではグリース潤滑の特質が最大限、活かされ得ることになる。

油とグリース、この代表的な軸受潤滑剤の内、油による潤滑の一般的特性について松本美韶^{よし}は大略、次のように述べている。

ころがり軸受のころがり面やすべり面などの潤滑面への浸透性、軸受を冷却する能力など、潤滑性に関してはある意味では油は潤滑剤としてグリースよりも数等すぐれているということが出来る。さらにグリース中に異物が混入したとき、これを除去することは不可能ともいえるが、油ならば潤滑系統中にフィルタを設置して相当程度にまで異物を除去することができ、油浴潤滑の場合でも油槽の底に沈殿させることができる。ただグリースのように半固体でないので油漏れを起こし易いことが欠点である。しかし高速、高温、低温などの過酷な使用条件ではグリース潤滑を適用できないので、一般に油潤滑はグリース潤滑では耐久性や信頼性を確保できないような高度の用途に用いられており、それだけに油漏れ防止が重要になってくる。また高速運転においては特に異物が混入すればたちまち摩耗や焼付きを起こすので塵埃の侵入をあわせて防止しなければならない。

いうなでもなく、油はグリースとちがって流動体だけに漏れ易く、グリース漏れに対する対策以上に、厳密なシール方式を採用しなければ油漏れを防止することはできない。塵埃の侵入防止と同時に油漏れを防止しなければならないところに問題があるといえ、各種のシール方式を巧みに組合せることによってのみこの目的は達成できる。

油はだいたい $0.5\mu\text{m}$ 前後の油膜厚さで流体潤滑し、流動しているといわれているので油漏れを止めるためには非常に精密な加工を要求される。設計上、形のうえでは似たような構造であっても、油が漏れるか漏れないかということは非常にデリケートで、仕上加工が必要な程度の精度にできていないときは油漏れを生ずる²¹。

²¹ 赤岡 純 編著『シール技術』近代編集社、1972年、179~180頁。松本の業績について

要するに、油潤滑はより高速回転向きである。ころがり軸受の油潤滑にも油浴法、滴下給油法、飛沫給油法、循環給油法、ジェット給油法、噴霧給油法、オイルエア給油法に分かれるが、循環給油法は積極的な冷却を必要とする使用部位に、最後の3者はジェットエンジンや工作機械主軸等、 $d \cdot n$ 値²² が非常に高い使用部位に限定され、鉄道車輛用には概ね最も単純な油浴法、滴下給油法が用いられる。これらの潤滑法は潤滑機能確実ではあるが、何れも漏洩損失が多く、軸受箱、即ち軸受収容体の設計や密封技術面における困難を伴う。

一方、グリースそのものについて松本美韶^{よしつぐ}は大略、次のようなことを述べている。

グリースは一見それ自体、高粘度の油脂のような外観を呈するが、異なった粘度の鉱物油に各種の増ちょう剤を加えて作られた潤滑剤である。その歴史は余剰となっていた低粘度のスピンデル油の利用方法を探る過程において増ちょう剤として金属石けんを加えたところ、潤滑剤として使用可能なモノが出来たという事蹟に始まっている。

従って、グリースは特に断られない限り、スピンデル油を基油とし Ca 石けんを加えたカップグリースを指す場合が多かった。国産グリースの製造は 1920 年代に始まった。因みにスピンデル油なる呼称は機械油の粘度区分を現すモノで、従来の軽・中・重機械油という名称に代わって 1934 年以来、用いられるようになり、旧呼称に対応し、粘度の低い順にスピンデル油、マシン油、シリンダ油、と改められた²³。

しかし、潤滑剤として考えた場合、重荷重用グリースの基油として粘度の低いスピンデル(車軸)油を用いることは出来ないため、粘度の高い油が基油として使われることになる。グリースの潤滑性能はこの基油の性状によって支配されるので、基油の粘度については十分考慮される必要がある。日本標準規格(JES)においては 1937 年に ISO(国際標準化機構)の前身 ISA(万国規格統一協会)の規格をほぼ踏襲した玉およびコロ軸受の規格が、1939 年にはスラスト玉軸受のそれと共に、グリース 1 種(カップグリース)、2 種(ファイバークリース)、3 種(ギャグリース)の規格が臨 JES として制定されている(円錐コロ軸受などの規格についてもその後、順次制定された)。

グリースの基油としては長らく鉱油が用いられて来たが、戦時中、石油資源に不足を来したドイツにおいて戦車用の低温潤滑剤としてジエステル系合成油の開発が始められ、戦後、この研究を元にしてアメリカでジエステル油の合成に成功した。その後は特殊用途

では適当なところで紹介するが、この人の論は技術者としての力量を現しており、要点を鋭く突くもので、これからも度々、引用、参照させて頂くが、時に記述が相前後し、編集を加えねば意味をとりかねる場合に出くわす。このような場合には「大略」云々の形での引用を行う。

²² $d \cdot n$ 値とは d : 軸受内径 mm と n : 回転数 rpm. の積でころがり軸受の高周速回転度の指標。これに代え、 $d_m \cdot n$ 値(d_m は内外径の平均)を用いる場合もある。

²³ 現在ではマシン油は上記の総てを含む総称となっており、個々の潤滑油はエンジン油、船用エンジン油、システム油、軸受油、ギヤ油、作動油、絶縁油、スピンデル油、冷凍機油、タービン油等々、用途に応じて呼称される。グリースに関する事項と共に日本船舶

向けを中心に高温安定性、低蒸気圧性、粘度の温度変化に対する安定性の高いジエステル油やシリコン油、ポリアルキレングリコール、ポリフェニル・エーテル、フロロカーボンなどの合成油を基油とし、増稠^{ちよう}剤として Na、Li など種類の異なる石鹼基系のもの、混合石けん基、複合石けん基系のものに加え、ベントナイトやシリカゲル等の耐熱性の非・石鹼系増稠^{ちよう}剤も用いられるようになり(所謂、耐熱性ノン・ソープ・グリース)多様なグリースが開発されている。更に、戦後のグリースには大戦期、開発が進められた各種の添加剤(構造安定剤、酸化防止剤、極圧添加剤等)が加えられ、価格は普通グリースの 10 倍位と高価であるが、寿命も 10 倍程度に延長されている。

グリースはユーザーと軸受メーカー、グリース・メーカーとのやり取りを通じて適正に選定されねばならないが、戦後、わが国のグリース規格制定に主導的役割を演じたのはころがり軸受の本格的導入を決意した国鉄であった²⁴。

グリースおよびグリース潤滑の特性についても松本は次のように述べている。

グリースは電子顕微鏡で観察すれば大体 $0.2\mu\text{m}$ 以下程度の太さの繊維状の石けんが互いにかみあっていることが知られる(代表的な例)。一部の油は石けん繊維に吸着し、ほかの大部分の油はかみあった毛管繊維の中で毛管作用によって保持されているといわれている。

このグリースはせん断力を受けるときは …中略… 柔らかくなって、油ほどではないが流動性が良くなり、せん断力がなくなれば再びもとのようにかたくなる。たとえばころがり軸受の軌道面と転動面間、保持器と転動体間にあるグリースは荷重を受けたり摩擦によってせん断力を受け、柔らかくなって潤滑作用を行なう。摩擦面で潤滑作用を行なったグリースは遠心力などによって一部は軸受の外に放出されて再びかたくなる。一方軸受近傍にあるグリースは自重や振動などによって軸受内部に導入されて潤滑作用を行なう。

潤滑作用を行なうグリースは軸受箱内の空間が大きいときにはほとんどシール部までは到達せず、軸受の周辺で繰り返し潤滑作用を行なっているものと考えられる。ただ繰り返し潤滑作用を行なってちょう度が低下したときにシール部に到達し、グリース漏れを生ずる原因になる。

軸受近傍に位置していないで軸受箱の壁面およびシール部近傍にあるグリースは、

用機関学会燃料潤滑研究委員会前掲『和英英和 燃料潤滑油用語事典』「3 潤滑油」、参照。

²⁴ 松本前掲「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」より。一部を転がり軸受工学編集委員会編『転がり軸受工学』養賢堂、1975 年、より補った。

なお、戦前戦時期におけるグリースの種類、試験法ならびに用途についてより詳しくは、中根良介・石河 淳『潤滑油の正しき使用法』山海堂、1944 年、第 12、13 章、山口文之助『潤滑剤及び潤滑油』山海堂、改訂増補版 1946 年、第 5 章 第 1 節、参照。

戦後から現在に至る時代のグリースに関する情報源は専門書を含め、枚挙に暇なく、ころがり軸受についての技術書も精粗の別はあれ、ほぼ例外なしにこれには触れている。

ほとんどころがり軸受の潤滑には関与せず、シール部の摩擦面の潤滑あるいはシール作用を行なって重要な役割をはたしているものである。

回転軸と固定側である軸受箱との間に存在するグリースは一種のつめ物のような形となって軸受箱内部と外部とを遮断する。このような役割をするグリースにおいて、軸受箱側に付着しているグリースと回転軸側に付着しているグリースとは軸の回転とともにせん断応力を受け、互いに分離されチャンネル状のわずかなすきまを生じて密封作用をすることになる。軸や軸受箱に付着しているグリースは軸の回転や振動などによって軸受箱の内側あるいは外側に押し出されしだいに消耗していくので時々補給する必要がある。

……グリースは油に比べて漏洩し難いもので、漏洩という点ではグリース自身がシール効果を持っているものと考えられ、漏洩防止のため好んでグリースが用いられるわけである。

一方異物混入防止の点について考えると、軸受箱内の空間が相当にあるときは軸受箱内でグリースはあまりアキシャル方向に移動することは少ないので、シール部付近のグリースが異物の混入を防止することになる。したがってシール部の設計が適正で、シール部へグリースを適正に補給すれば異物の混入を防ぐことができる。

要するにシールという点からいえば原則的にはグリースは最も適した潤滑剤ということができよう。しかしながら、グリース潤滑ではころがり軸受の高速運転、低温・高温用途などでは、安定して作動を行なうことができず、 $d \cdot n$ 値では経験的にはせいぜい 50～60 万程度、温度範囲としては -55°C から 120°C までが適用できる範囲とされている。このように使用範囲が限定されていることが油潤滑よりグリース潤滑の方がシール方式を容易にしているということもできる²⁵。

つまり、グリース潤滑は高速回転向きではないが、軸受収容体・密封装置の構造に関しては油浴法より格段に単純化可能な潤滑法だということである。

グリースはほとんどの場合、種類の異なる石鹼と“基油”即ち鉱油ないし合成油、即ちジエステル油やシリコン油とを混和したペースト状の潤滑剤であるが、ベントナイトやシリカゲル等の耐熱性非・石鹼系増稠^{ちよう}剤を用いるノン・ソープ・グリースも開発されている。

常態において鉱油は石鹼粒子の網目構造中に保持されている。日常の温度変化による石鹼粒子網目構造の膨張収縮によって、また積極的な加熱や攪拌によって鉱油はこの網目構造から絞り出され(油分離)、後者のケースではこれにより潤滑面へと供給される。

グリースはある限度(降伏点)以上の力を受けると流れ、力が取り除かれると固体に復帰する性質(塑性流動性)を有している。このため、グリースは硬さと粘りという2面にわたる機械的性質(consistency: 稠^{ちよう}度)で評価される²⁶。

²⁵ 赤岡 純 編著『シール技術』172～173 頁。

²⁶ ちょう度は潤滑油の粘度に相当する指標であり、規定円錐の試料への貫入深さ(mm)の10 倍値を以って表示され、かつ、000、00、0、1、2、3、4、5、6 号に等級化されてい

この機械的性質を決定付けるのは石鹸粒子の網目構造の機械的安定性である。この網目構造が攪拌等によって破壊されると粒子は流れの方向に整除され、その粘性は低下するが、流れが止まると粒子は再結合して元の網目構造を取り戻し、再び内部に鉱油を保持するという一風変わった性質(thixotropy)を持つ。

このような特性故にグリースは液状の油に比べ、消費量、即ち漏洩によって失われる量が少なく、ころがり軸受ないしその収容体内部にある程度充填し、適当にシールしておきさえすれば、相当長期に亘って潤滑剤としての機能を保ち続ける。

グリースにおいても使用中、酸化を生ずる。摩擦熱と金属の触媒作用によって酸化は促進される。従って酸化安定性はグリースの耐久性、寿命を規定する重要な因子となる。

要するに、グリースの特性チューニングと密封装置の性能とによろしきを得た時、はじめて鉄道車輛における無開放長距離運転が可能となる訳である。

然しながら、若干硬度の優る転動体(玉ないしコロ)を軌道輪に点(楕円)ないし線(帯)接触させるころがり軸受においては、どのような材料を用い、どのような表面処理を講じ、如何なる潤滑剤・潤滑法を用いようとも、荷重があるかなり低い限界を超えれば、接触部の応力(転動体、転動面における圧縮応力、転動面における剪断応力)を疲労限度以下に抑えることは出来なくなる。

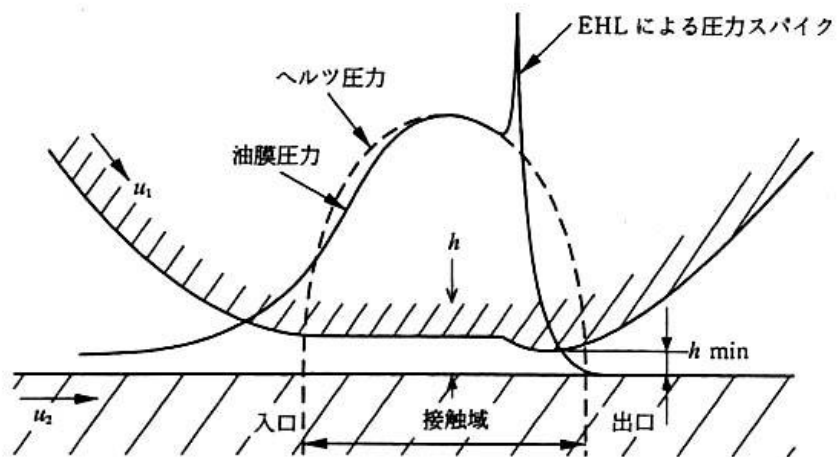
しかも、かつて、硬い軸受鋼は他の一般鋼材に比べて疲労に対する寿命のバラツキが極めて大きく、同じ炉の同一装入物から得られた溶鋼に由来する軸受鋼材においてさえ、不純物の介在状況等の違いにより、その転がり疲れ強さに 1960 年代までは 30~100 倍程度、'70 年代に入っても 40~50 倍の差があることは普通であった。「それは、軸受材料はきわめて清浄度に良い高級鋼で均質なものであるが、転がり接触面における接触圧力がきわめて大きいために、材料のミクロオーダーの不均質性が疲れ強さに敏感に影響する結果」(『転がり軸受工学』165 頁)であった。

以上、二つの理由のため、永らく軸受鋼においては明確な疲労限度を特定し難いと言われて来た。「物体は剛体、潤滑油粘度は圧力に係わらず一定」というレイノルズの仮定を外し、接触 2 面の弾性変形と潤滑油粘度の圧力に相関する増加を織り込んだ Elasto Hydrodynamic Lubrication(弾性流体潤滑 : EHL)理論と実験によって 250kg/mm²程度以下の軽い接触圧力の下で寿命曲線が水平に近付き、150kg/mm²程度の接触圧力下でそれが無限大(無限寿命領域)に到達すると解明されたのは軸受鋼の純度が極限的に高められた 1980 年代のはじめであった²⁷⁾。

る。軸受用グリースは軒並み 2、3 号相当である。このちょう度には“混和ちょう度”(25℃、60 往復混和後)と“不混和ちょう度”とがあり、それぞれの測定法は JIS に規定されているが、温度による性状変化を反映した試験法とはなっていないため、使用実態との関連において大きな意味のある指標とはいえない。

²⁷⁾ J., Brändlein et al.・吉武立雄訳『ころがり軸受実用ハンドブック』工業調査会、1996 年(原著 3. Aufl. 1995)、131~132、145、168、170~172 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』74、85、87~88 頁、藤井健次「転がり軸受」(『日本機械学会誌』Vol.102 No.967, 1999 年)、

図 1-4 ハード EHL 接触部の概念図



藤井健次「転がり軸受」『日本機械学会誌』Vol.102, No.967(1999年)、図1。『改訂版 潤滑ハンドブック』113頁、図4.2.4、『トライボロジーハンドブック』34頁、図1.3.7もほぼ同じ。

もっとも、実際に転がり軸受が使用される際における最大接触圧力は $300\sim 400\text{kg/mm}^2$ 程度が相場とされており、現実の機械設計に当って 150kg/mm^2 などという低い値まで接触圧力を切り下げていては“冗長設計”の謗りを免れない。また、高サイクル疲労に係わる“マイナー則”の視覚的表現である典型的な $S-N$ (応力振幅 - 累積度数) 曲線は急降下から機首を引き起し、水平飛行に移行する飛行機の航跡の如き形態に、即ち、その尻尾が累積度数 N を表す横軸と平行になるように描かれる。しかし、それが記述するのは試料に対する一定の平均応力の印加をその破壊に至るまで繰返す実験を応力振幅毎に反復するという極めて単純な行為の総括である。

これに対して、我々が特に関心を寄せる交通機械などというシロモノは本質的に“ランダム応力”の作用下でしか機能せしめられ得ない機械である。そしてかような場合、現実の $S-N$ 曲線は急降下の軌跡を延長した形となり、必ず、ある有限な N の値の所で横軸と交差することになる。

それ故、時代を問わず、ころがり軸受転動面の疲労破壊(実態としてはフレーキングとピッチング)を半永久的に回避することは現実的に不可能であるばかりか、材料の清浄化技術、表面硬化技術、潤滑剤、防塵装置の品質・性能等に些かでも足らざる所があれば、ころがり軸受の負荷容量は矮小化され、あるいはその寿命は著しく短縮されざるを得ない。ころがり疲れ損傷の代名詞たるフレーキングは、それ故、『避けることのできない損傷』として位置づけられ、他の損傷と区別して『寿命』と呼ばれている」(日本トライボロジー学会編『メン

参照。

テナンストライボロジー』養賢堂、2006 年、19 頁)のである²⁸。

この軸受転動面に生ずる代表的疲労破壊現象であるピッチングとフレーキングについて赤岡 純は次のように述べている。

疲れ摩耗……ころがりまたはすべりをともなうころがり接触における表層の疲れ破壊をいう。小孔状のものをピッチング(pitting)と呼び、初期の軽微なものを初期ピッチング(initial pitting)といい、成長発達して程度がひどくなったものを破壊的ピッチング(destructive pitting)という。剥離を生じたものをフレーキング(flaking)と呼び、表面硬化層の欠陥などに基因する異常な急速疲れ剥離を特にスポーリング(spalling)という。スポーリングは早期に発生する激しい疲れ剥離であるが、概観だけでは破壊的ピッチングと区別し難い場合もある。

ピッチングは広義にはピット(小孔)ができる現象のすべてを含むから、表面にころがりつかれ亀裂が生じ、その亀裂の近傍が欠落して小孔を作るもののほかに、非金属介在物が脱落した小孔とか、…中略… キャビテーションエロージョンによる小孔など、疲れによらないものも種々あるが、普通は慣習的に、ころがり疲れによるものを特にピッチングと呼ぶ。また、フレーキングも同様に、広義には、剥離を生ずる現象のすべてを含むから、これにも疲れによらない種々のものがある(赤岡 純 編著『シール技術』33~34 頁)²⁹。

²⁸ 我々が扱う時代におけるころがり軸受とその潤滑、寿命に関してはこれまでに掲げられた参考文献の他、軸受・潤滑油便覧編集委員会『軸受・潤滑油便覧』日刊工業新聞社、1961 年、日本潤滑学会前掲『改訂版 潤滑ハンドブック』養賢堂、1987 年、日本潤滑学会の後身、日本トライボロジー学会の『トライボロジーハンドブック』養賢堂、2001 年、といった文献が参考になろう。

²⁹ 教科書的に言えば、上述の通り、フレーキングとはころがり接触部の表層下で繰返される動的せん断応力によって生ずる疲労破壊現象である。この所謂“内部起点フレーキング”とは別に、1980 年代にはゴミの侵入や潤滑不良などに起因する表面起点フレーキングの存在も確認されている。ピッチングは微小な振幅の繰返し揺動の下で接触部に生ずるフレッチング摩耗(微動摩耗：角度にして約 25° [グリース潤滑]、幅にして数 μm ~ 数 mm の往復繰返し微動によって摩擦面に赤錆状摩耗粉を伴って多数生成する小さな窪み)の一形態である。何れもその発生を根絶することは不可能である。

非金属介在物としては金属酸化物(Al_2O_3 、 FeO など)や柔らかい硫化物、さらに SiO_2 などがあり、ころがり疲れ破壊の起点となるのは硬い金属酸化物や SiO_2 である。

フレーキング(剥離)、ピッチング、フレッチングの損傷事例についてはまた、内海龍夫・赤岡純・岡本純三監修『ころがり軸受の使用限度判定方法』幸書房、1970 年、34~37 頁、写真 1-a-3~1-a-10、43~49 頁、写真 1-c-1~1-d-5、62~65 頁、写真 1-h-1~1-h-8、75~78 頁、写真 2-d-1~2-d-6、88~89、90~91、94、96、97 頁、小野 『ころがり軸受の応用設計』100~103 頁、写真 9・1、9・2、日本潤滑学会前掲『潤滑故障例とその対策』、23~25 頁、写真 2.1~2.7、26 頁、写真 2.8、35 頁、写真 2.36、2.37、40 頁、写真 2.50、赤岡純監修『現場の潤滑技術』日本プラントメンテナンス協会、1984 年、38 頁、図 2-1、

以上の諸理由により、「滑りを伴う転がり疲れ摩耗」に曝される点において“同病相哀れむ”間柄にあるにも係わらず、軸受の寿命(荷重寿命)は歯車のそれとは異なり、統計的にしか扱われ得なかった訳である³⁰。

(2)鉄道車輛への応用と走行抵抗の測定

それでも、20 世紀を迎え、この厄介なころがり軸受に関する材料技術、負荷寿命予測を含む設計・工作等の関連技術が整備されて行くのと相並び、鉄道車輛の車軸軸受として使用可能なころがり軸受が登場し、欧米諸国においてはその標準化と軌を一にしてその版図の漸次的拡大が見られるようになった。そもそも、平軸受に対するころがり軸受のメリットの一つは国際的な標準化という点にあり、これによって初めて、機械設計者はどの国にあっても、世界的に標準化、モジュール化されたころがり軸受の使用を前提とする製品設計を安心して手がけられることとなる。

即ち、アメリカでは 1911 年、イギリス、ドイツでは 1917 年ころがり軸受の標準化が着手され、1923 年にはこのテーマをめぐる最初の国際会議がチューリッヒで開催されている。1926 年には ISA の第 4 専門委員会がころがり軸受を所轄する運びとなり、この事業はやがて ISO(国際標準化機構)に引継がれることになる³¹。

当時の世界各国の鉄道車輛におけるころがり軸受普及状況を表 1-1 に示す。

表 1-1 1920 年代における鉄道車輛へのころがり軸受普及状況

国 名	使用開始	統計現在	軸 受 数	用 途 別
オーストラリア	1922	1922	4	客車 4
オーストリア	1924	1926	36	客車 20 炭水車 16
チェコスロヴァキア	1923	1926	246	客車 238 貨車 8
デンマーク	1922	1926	1209	客車 1147 貨車 62
エジプト	1923	1923	10	客車 10
イギリス	1922	-	114	客車 114
フィンランド	1923	1924	132	客車 116 貨車 16

綿林『転がり軸受マニュアル』225 頁、図 5.5.1、5.5.2、日本トライボロジー学会編『トライボロジー故障例とその対策』養賢堂、2003 年、フレーキング：36 頁、写真 2.42~37 頁、写真 2.48、95 頁、写真 3.44~97 頁、写真 3.49、100 頁、写真 3.55~101 頁、写真 3.58、104 頁、写真 3.65、112 頁、写真 3.83~ 113 頁、写真 3.86、ピッチング(ピーリング)：38 頁、写真 2.49~2.50、フレッチング：41 頁、写真 2.64、42 頁、写真 2.68、43 頁、写真 2.69、45 頁、写真 2.78、46 頁、写真 2.79、118 頁、写真 3.96、126 頁、写真 3.110、『改訂版 潤滑ハンドブック』746~754 頁、日本トライボロジー学会『メンテナンストライボロジー』19~20 頁、等を参照。

³⁰ 内海竜夫「ころがり疲れ摩耗」(『潤滑』第 5 巻 第 3 号、1960 年)、参照。

³¹ 遠山・松本前掲『軸受・潤滑法』107 頁、参照。

フランス	1923	1923	264	客車 264
ドイツ	1921	1926	1608	客車 1422 貨車 186
ギリシア	1925	-	50	客車 50
ハンガリー	1924	1926	84	客車 80 貨車 4
イタリア	1924	-	80	客車 80
日本	23	-	12	客車 12
メキシコ	22	25	12	客車 12
ノルウェー	1924	-	8	客車 8
スウェーデン	1921	1926	6030	客車 2736 貨車 3294
スイス	1924	1926	20	客車 20
ペルー	1921	-	32	貨車 32
アメリカ	1921	1926	1498	客車 1498

中村良蔵「鉄道車輛用ローラーベアリング」(『業務研究資料』第16巻 第1号、1928年)、第一表より。原資料は *Railway & Locomotive Engineering* 及び *Railway Review* 等。なお、使用開始年はころがり軸受そのものの使用開始年ではなく、統計採取時点で用いられているころがり軸受の使用開始時期を表す。

その普及過程において、或いはかなり時代が下った後においてさえ、鉄道車輛車軸軸受の世界では軸受メーカーないし鉄道運営主体によって平軸受装備車輛ところがり軸受装備車輛との走行抵抗比較実験が頻繁に実施された。

このことは、普及の道のり自体が如何に厳しかったかを証明する事蹟であると同時に、行論の中で繰り返し明らかにされる通り、個々の軸受の鉄道車輛用軸受としての適否は車輛、とりわけ台車装備状態、編成状態における性能を以てしか論じ得ない。このことを踏まえれば、上に述べたような経緯は蓋し当然の現象と言えようし、本稿を「鉄道車輛用ころがり軸受と台車の戦前・戦後史」と銘打たなければならなかった所以でもある。

それゆえ、鉄道車輛用ころがり軸受の技術史に関する議論は問題の裏面、即ち「そもそも鉄道車輛の諸性能、とりわけ走行抵抗なるものに係わる数値はいかにして測定されるのか」、という点から始められるのが適当であろう。比較データ無くして進歩は有り得なかったからである。またこの点は自動車などのケースとの比較における鉄道車輛技術開発の特殊性が顕現するポイントである。それゆえ、後の行論のベースを提供するためにも、鉄道車輛の走行抵抗測定に係わる具体的試験方法を簡素化して列挙してみよう³²。

1. 機関車試験台による試験室試験
2. 試験車による本線路試験

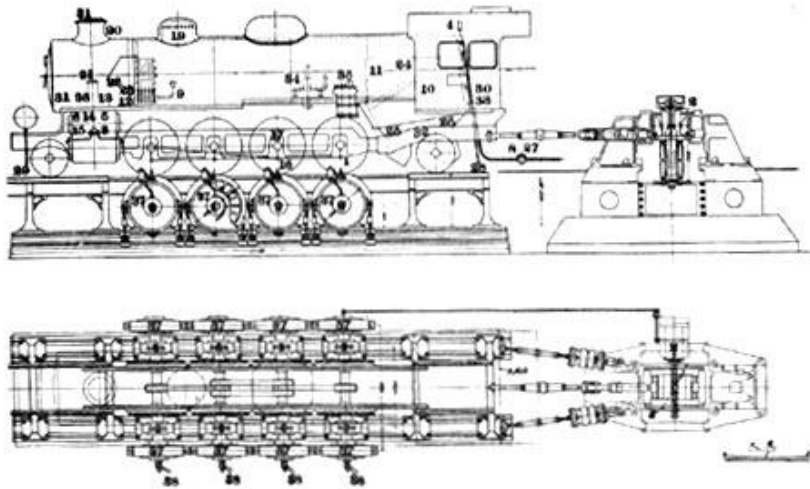
³² 藤田敬二『鉄道車輛実験法』共立社、実験工学講座、ⅢA-5、1933年、2~8、9、10~11、12~37、37~44、56~64 参照。但し、以下、3項目に列挙するに当り、配列及び分類カテゴリーは適宜、変更した。

3. 単独惰行試験・力行試験

第1の方法、即ち機関車試験台による試験は勿論、読んで字の如く、機関車だけのものである。機関車試験台とは自動車で言うシャシダイナモのような設備であるが、機関車は自動車より出力が大きく、動軸数も多いため、装置の規模は如何にも大きくなる³³。

この内、蒸気機関車用の試験台(図1-5, 1-6)は^{ダイナモメータ}牽引力測定器、水動力計、回転計、燃料計量器、給水計量器、^{インジケータ}指圧器、通風圧力計、温度測定装置、熱量計、排気分析機器、振動観測・測定装置、走り装置各部の温度測定装置、空気圧縮機圧力測定装置等々から構成された。電気機関車の測定を行うためにはこれらに加えて電圧計、電流計、送風機風量・風速測定装置等を付帯させる。

図1-5 鉄道省の機関車試験台(1914年竣工)



藤田敬二『鉄道車輛実験法』共立社、4頁、第2図より。機関車はD50。D50の試験風景や様々な機関車の試験成績については拙稿「C53型蒸気機関車試験」第Ⅶ章、参照。

こうした装置は屋内に営業路線とは別系統として設置されるため、天候や電圧降下等の外因によって試験成績が左右されず、多岐にわたる精密な測定が可能であった。しかし、

³³ 1930年頃、東京帝国大学工学部、鉄道総局汐止工場、神戸市電気局研究所、大手の自動車学校等において自動車性能測定に用いられていたシャシダイナモについては島秀雄『自動車工学実験法』共立社、実験工学講座Ⅲ-A-4、1934年、共立出版、1944年、50~55頁、参照。

因みに東大の装置はロープ・ブレーキを用いる旧態然たるシロモノで、勿論、試験台側から駆動し、自動車の原動機やパワートレインの抵抗を測定する機能など無かった。鉄道省のそれは電気動力計を用いるより進んだ装置で、こうした抵抗測定も可能であった。また、それには機関単体の試験台も併設されていた。

水動力計は近代的なシャシダイナモにおける電^{エレクトリック・ダイナモメータ}気動力計とは異なり、動力計自身の側から機関車の動輪を駆動して機関・動輪回りの走行抵抗を直接、個別的に測定する機能はない。よって、図示馬力と実馬力の差として機械効率を求め、機関・動輪部の総吸収動力という形でこの部分に由来する総走行抵抗(機関抵抗+車輛抵抗)を知ることだけしか出来なかった。無論、炭水車はもとより、機関車の先輪や従輪に起因する走行抵抗はこの装置では知り得ない。

もっとも、誠に残念なことに、官房研究所の機関車試験台上で繰り広げられたのは既に制式化されてしまった機関車についての事後検証に過ぎなかった。鉄道省の蒸気機関車設計の重鎮たちによって引かれた図面に基づく発注 → 一発試作で得られた制式機関車から採取された測定データは重鎮たち自身による次のモデル“開発”の参考資料となるのが関の山であった³⁴。

³⁴ もっとも、鉄道省は D51[1936~45]の 1、2 号機を難所を抱える北陸線、今庄機関区に配備し、先行型式 D50[1923~31]との比較における現場の声を改良情報として吸い上げ、量産車の設計変更にも多少は反映させたそうである。この点については川端『ある機関士の回想』123~124 頁、参照。

なお、データの重み、実用価値からすれば、機関車試験台などによるテストより、実際の使用実績、それも先行型式との比較の方に分があることは言うまでも無い。詳しい実施年月日は不明であるが、使用現場、即ち名古屋鉄道局、大阪鉄道局においては D51 が制式化された 1936 年に D50 との石炭と水の消費量比較試験が実施されている。

前者は米原～敦賀間の旅客列車、後者は吹田～米原間の貨物列車を用いて行われ、D50 における炭/水消費量に対して、それぞれ名鉄：-13.2% / -3.6%、大鉄：-15.3% / +5.3%というデータが得られている。要因分析としては D51 は気筒隙間容積が小さく、バイパス弁径が大きいいため惰走時のポンピング・ロスが小さく、および使用蒸気圧が高いことにある、と推定された。『運転ニュース』第 4 巻 9 月号、1936 年、8 頁、「D51 形と D50 形機関車とはどちらが石炭消費成績がよいか」、参照。

機関車試験台を用いた測定データを公開した資料として、例えば官房研究所第六科「D51 形式機関車性能試験報告」（『業務研究資料』第 28 巻 第 23 号、1940 年 10 月）がある。“遅れ馳せ”と言うべきか、この試験は既に D51 の大量新製・配備が展開されている状況下、周回遅れ的になされたものである。

測定項目は出力(図示、動輪周)や回転数、引張力、石炭および上記消費量、その他、吐出口出口通風力、反射板通風力、煙管上列通風力、火室上部通風力、火室下部通風力、火室温度、煙室温度、気室温度、排気温度、給水温め器出口温度、排気圧力、煙室ガス成分等に及んだ。熱効率の最高値は 9.5~9.6%と報告されているが、勿論これは先・従輪および炭水車車軸の抵抗が考慮に入られていない値である。

なお、D50→D51 時代の鉄道省においては前掲の C51(1919~28)から C54('32)、

無論、既に別稿において取上げられたように、C51 と C59 との間にあって国産“重パシフィック”(大形 2C1)の原点となった鉄道省初の 3 気筒機関車、C53 型の場合だけは流石にそうは行かず、「C53 型蒸気機関車試論」(『経済学雑誌』第 109 巻 第 4 号~110 巻 第 3 号[2009 年 3 月~2010 年 3 月])第 VII 章で触れた通り、C52 を試験台並びに線路上で徹底的にテストし、開発に取り組むこととなっている。

他方、機関車の実用上の牽引力や各種車輛の走行抵抗測定には主として機関車試験台より遥かに簡便で、それでいて正確かつ実用的な第 2 の方法、即ち試験車、正確にはダイナモメーターカー動力試験車が古くから広範に用いられて来た。昭和初期の鉄道省関係者の筆になる文献によれば、車輛称号規程に定める試験車は、

列車運転、車輛設計、線路改良等に必要な各種の参考資料を得るため種々なる試験を行ふ車である。外觀は普通客車と相似してゐるが、前後台車の中間に昇降自由な測定用補助車輪を有し、室内には各種試験用測定機械器具を備えてゐる。現在鉄道省所有のものは米国イリノイ(Illinois)大学シュミット教授(Prof. Schmidt)の設計に成るもので、車長十七米の木製車である。

とある³⁵。

この記述から該当車輛は Edward C. Schmidt によって設計され、1915(大正 4)年にアメリカから輸入されたわが国初の動力試験車、半鋼製 2 軸ボギー車、オケン 5020(図 1-6)であったことが判る。イリノイ大学での研究については不詳ながら、ここには 1913 年に鉄道省のそれに優るとも劣らぬ機関車試験台が設置されており、朝倉希一によって、ここで蒸気機関車の機械効率についての試験が実施された事実が紹介されてもいるから、鉄道車輛工学研究では知名度の高い研究拠点のひとつであったと思われる³⁶。

このオケン 5020 型試験車は元々、蒸気機関車用に開発された車輛であるが、1926 年には、東海道本線の部分電化に先立ち、これに電気機関車の性能測定用機器が付加された。牽引力の最大秤量は 36.24 トンであったが、最大測定速度については不明である。

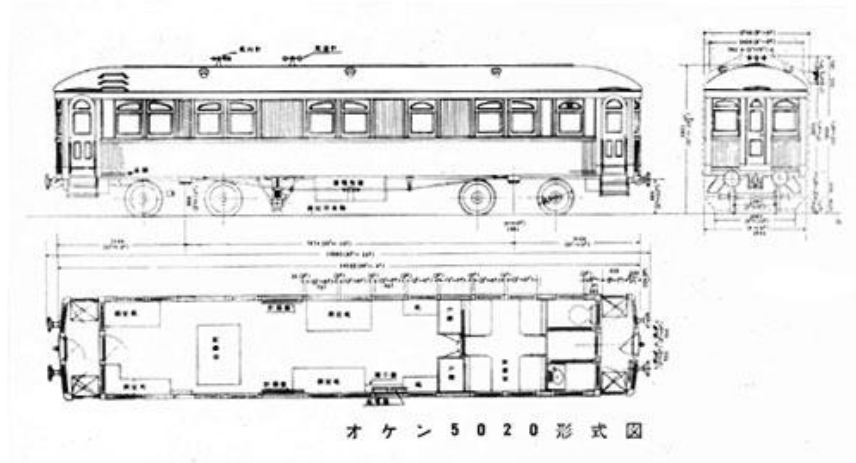
C55(35~37)を経て C57(38~44)、といった気の長い“開発”事蹟も記録されている。C54 は蒸気圧を C51 より 10.7% 上げて 14.4 kg/cm² にした分、気筒径を縮小して帳尻を合わせた以外は外觀変更程度、C55 はその蒸気圧を 14.0 kg/cm² に下げて棒台枠に変更し、溶接工法を採用した以外は外觀変更程度。C57 は 16 kg/cm² 化したボックス動輪の近代機。この“開発”過程のテンポは D50(外側ラップ 32mm、リード 2mm)と D51(同 30mm、4.8mm)との間に D50.¹/₃ と D50.²/₃ とが入っていると思えば理解出来よう。無論、そこでは C54 におけるボイラの重量支持機能と上下左右移動防止機能とを別個の部品に分け持たせるアメリカ式缶膨張受や C55 における“水掻き”付きスポーク動輪など、細かな改良技術が試されている。とは言え、そこに試験台で云々、という程の技術進歩は何一つなかった。

³⁵ 鉄道常識叢書 第 9 編『客貨車・電車・内燃動車』鉄道研究社、1935 年、1・61 頁。多賀祐重『鉄道車輛』鉄道工学会、1940 年、44 頁にも若干の言及が見られる。

³⁶ 朝倉希一「機関車の走行抵抗殊に機関車の機械効率に就て(大正八年四月三日神戸臨時大会に於て)」『機械学会誌』第 22 巻 第 59 号、1919 年 12 月)、参照。

オケン 5020 にはその後も随時改造が施され、1928 年には称号もオヤ 6650 と改められた。しかし、同車は 1937 年、大船駅構内における列車事故で大破したため、測定機器を 20m 3 軸ボギー車、マイネフ 37200 改造のマヤ 39900(後にマヤ 371、マヤ 381 と改称を繰返す)に譲って廃車となっている³⁷。

図 1-6 鉄道省の動力試験車オケン 5020(オヤ 6650)



曾小川久和「車両性能試験車の移り変わり」(『鉄道ピクトリアル』第 20 巻 第 241 号、1970 年 9 月)より。

その後、試験車にも電車が加わった(初代は 1928 年製のクヤ 16001)。測定機器としては何れも油圧式^{ダイナモメータ}牽引力測定器、走行距離計、速度計、加速度計、電圧・電流・電力計の他、振動測定機器、気象条件測定機器等が備えられ、電車用試験車には別に架線とパンタグラフとの接触状態を見る架線試験車機能が備えられていた。戦前期、動力試験車として国有鉄道に在籍した車輛は実質、この 2 両だけであった³⁸。

因みに、蒸気機関車整備・運用技術の泰斗として畏敬された今村一郎は大阪鉄道局機関車課勤務時代の 1936 年 7 月、大津～米原間で C51 258、C55 9 を用いて牽引力算出公式再

³⁷ 日本国有鉄道『鉄道技術発達史 V 車両と機械(1)』1958 年(クレス出版、1990 年)、755、757、758 頁、曾小川久和「車両性能試験車の移り変わり」(『鉄道ピクトリアル』第 20 巻 第 241 号、1970 年 9 月)、参照。

³⁸ 大阪鉄道局編纂『鐵道用語辭典』(博文館、1935 年)の「試験車」の項に、当時、「鉄道省に於ても僅かに四輛を有するのみである。之等は動力試験車とも称されている」とあり、試験車の方も機関車試験台に負けず劣らず数少ない設備であったことを窺わせる記述が見出される。しかし、こと動力試験車に限れば、現実に戦前期、鉄道省に在籍したのはオヤ 6650、クヤ 16001 ただ 2 両のみであった。従ってこの辞典の記述は不適當である。

尚、水戸鉄道管理局 運転部客貨車課編『客貨車データブック』交友社、1965 年、270~271 頁を参照しても 1964 年 3 月現在の国鉄における動力試験車の保有両数はマヤ 381 のみであった。同車は後継車マヤ 102001 が 1967 年に新製されて以降、廃車となったようである。

検討のための高速度牽引力試験を実施している。この際、「記録の正確を期するため」試験車、従って廃車の迫ったオヤ 6650、を用いているのであるが、今村はこれを回想して曰く、「官房研究所から、係員と試験車の出向をわずらわした」と慇懃に述べている³⁹。

尚、付言すれば、南満州鉄道においても 1928 年 6 月、シケ 1 と称する 2 軸ボギー、17 m の動力試験車が就役し、1936 年 3 月までに総計 56,220km に及ぶ試験が実施されていた⁴⁰。

さて、試験車は供試車輛(測定に供される車輛)が動力車で、その牽引力が測定される場合、この車輛と牽引負荷となる別の車輛編成の中間に連結された。供試車輛が非動力車ないし惰行状態の動力車で、空気抵抗を含むその走行抵抗を測定したい場合、試験車は牽引機関車と供試車輛との中間に挿入された。

試験車を用いて惰走状態の蒸気機関車、電車・電気機関車のロード・弁装置回り、駆動歯車回り各部から発生する走行抵抗を個別に求めるには、これらに係わる部品を順次取外した上、供試車輛上に死重として搭載、その走行抵抗を測定し、取外し前後の走行抵抗を比較する方法が適用された。

等速度力行中における動力車自身の機関(ないし歯車)抵抗、即ち力行中における動力車の機械効率、図示(ないし電力消費率から算定される)牽引力から動力試験車を用いて測定された総列車抵抗を構成する諸項目を控除した残差として把握された。但し、これでは先従輪、

³⁹ 今村前掲『機関車と共に』236 頁、参照。因みに、鉄道技術研究所は 1907 年 4 月、帝国鉄道庁鉄道調査所として発足、'08 年 12 月、鉄道院鉄道調査所、'10 年 4 月、鉄道試験所、'13 年 5 月、総裁官房研究所、'20 年 5 月、鉄道省大臣官房研究所を経て、1942 年 3 月に鉄道技術研究所となった。この名称は鉄道労働科学研究所と合併し、鉄道総合技術研究所(JR 総研)が発足する 1986 年 12 月まで用いられるが、この間、1950 年、運輸省運輸技術研究所の設立に際し、一部業務の移管を行っている。

⁴⁰ 南満州鉄道(株) 中央試験所 沙河研究所『試験車(ダイナモメーターカー)説明書』1936 年、『南満洲鉄道「あじあ」と客・貨車のすべて』248~249 頁、参照。自社設計、製造。測定機器はアムスラー(Alfred J. Amsler & Co. スイス)製。蒸気機関車の蒸気圧力、温度及び煙室内ガスの分析装置も備えていた(CO + H₂, CO₂)。標準軌間である満鉄の車輛だけに最大測定速度は 150km/h、油圧式牽引力測定装置の最大秤量は 50 トンと、鉄道省の動力試験車より規模壮大であった。

なお、1924 年、満鉄の 3 気筒機関車ミカエの第一陣(先行輸入品)5 両が ALCO にて落成した際、ALCO はこの新進技術の宣伝を企図し、GE で竣工後間もない回生ブレーキ付電気機関車を文字通りダイナモメーターカーとして借用、前後 65 回に亘る体系的走行試験を実施しているが、蓋し例外的なケースである。また、僅か 1370mm(54in.)という小径の動輪を有するミカエがこの試験で記録した最大速度 63mile/h(101.4km/h @ 392rpm.[四半世紀後 C62 が単機で 129km/h の狭軌記録をマークした時の回転数を若干上回る])、その時点における動揺の少なさは鉄道技術史上の語り草となっている。西尾前掲『三気筒機関車の研究』157~160 頁、市原善積・小熊米雄・永田龍三郎・安養寺脩『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』誠文堂新光社、1972 年、167~168 頁、田邊幸夫『大陸の鐵輪』エリエイ、2003 年、146 頁、参照。

炭水車を除く駆動軸回りのそれだけを取り出すことは不可能である。

車輛走行抵抗値は多くの場合、ヨリ簡便な第3の方法、即ち惰行試験・力行試験による測定によって求められた。惰行試験は供試車輛を平坦線にて高速から突放ないし動力停止により惰力走行に入らしめ、速度減衰率から走行抵抗を計算する、或いは一定の下り勾配を転走させ、加速度から走行抵抗を求める方法である。明らかに前者が安全かつ簡便であるがゆえに、多用されたようである。力行試験は勿論、動力車のみに行われる。これは供試車輛を単独走行させ、図示(ないし電力消費率から算定される)牽引力と速度との関係から走行抵抗を割出す方法である。

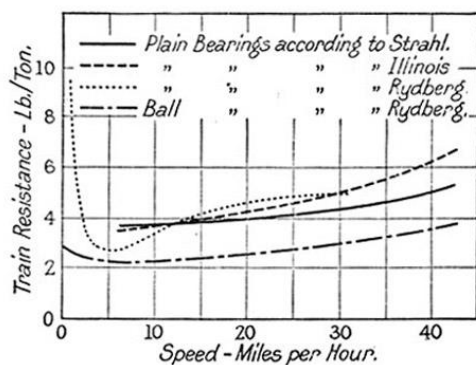
勿論、この種の実験が常時繰返され、直接、実務に役立てられた訳ではない。実際の、ヨリ現場的な運用に向けては、このような実験によってサンプリングされた基礎データから実用的な計算式(経験式)が導かれ、線区ごとの牽引定数の決定等に用立てられたわけである。

(3)ころがり軸受と鉄道車輛の走行抵抗

車輛メーカーやこれと協力関係にあった軸受メーカー、そして有力な鉄道事業者は以上のような方途によって車輛用車軸軸受の導入効果を訴え、あるいは実証した。無論、そのような本格的な測定実験によらずとも、鉄道事業者であれば、日々の燃料ないし電力消費量の累積効果、ほぼ同一の条件下における最大到達速度測定、速度計読み取りによる減速率比較、惰行距離比較等を通じてころがり軸受の導入効果のある程度は確認することが出来た。

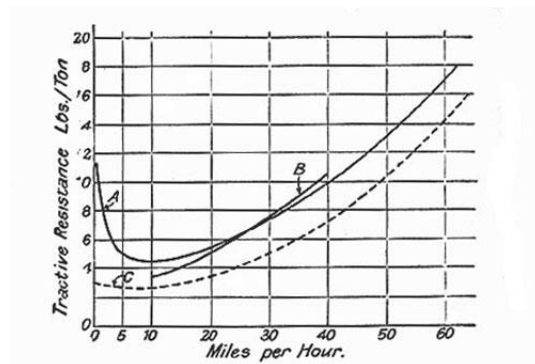
次に、ころがり軸受の導入効果を表すそうした測定データの中から、初期の事例2点の紹介を試みよう(図1-7, 1-8)。

図 1-7 平軸受と玉軸受を装備した客車の速度別走行抵抗比較



A., W., Macaulay, *Hand Book on Ball and Roller Bearings*. 2nd. Imp. London, 1929, p.196, Fig.199.

図 1-8 平軸受と SKF コロ軸受を装備した客車の速度別走行抵抗比較(SKF)



TRAIN RESISTANCE CURVE. PASSENGER STOCK (SKF).

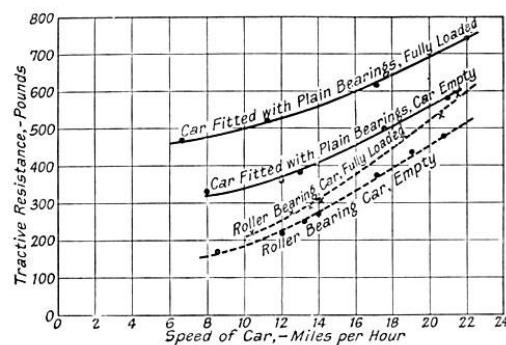
- A. Representative Curve, British Practice, 10 Coaches, Plain Bearings. } Weight of Coach with passengers, 25 tons.
 B. Aspinall's Curve for 5 Coaches, Plain Bearings.
 C. Roller Bearings Resistance Curve, 10 Coaches

ibid. p.200, Fig.203.

A：平軸受、客車 10 両、B：同、客車 5 両、C：SKF コロ軸受、客車 10 両。客車 1 両当り重量 25 トン(積載)。SKF の軸受そのものについては後述。

1920 年代に入ってから路面電車の車軸軸受、主電動機電機子軸受並びにトロリー・ヘッド、トロリー・ベース軸受としてころがり軸受が普及し始めた。路面電車は発停が頻繁であるから、ころがり軸受の導入により、引出し抵抗削減、加速性向上を通じた電力消費節減の面で著効が発揮された(図 1-9, 1-10)。

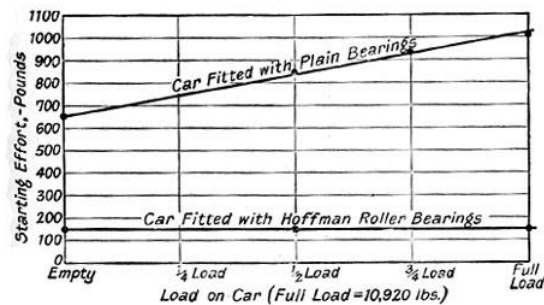
図 1-9 London County Council の 2 軸路面電車における速度別走行抵抗比較



ibid. p.208, Fig.213.

LCC は SKF と Hoffman のコロ軸受を採用していたが、この図のコロ軸受はメーカー不詳。

図 1-10 London County Council の 2 軸路面電車における積載状況別引出抵抗比較



ibid. p.209, Fig.214.

アメリカでも同様の進歩が見られ、Northern Texas Traction Co.における平軸受及び玉軸受装備の Birney Safety Cars を用いた運行データ比較によれば、1台1マイル当りの電力消費量は平軸受装備車の 1.31kWh に対し、玉軸受装備車のそれは 1.14kWh で、14.9%の節減を示した。1 mile/h/s²の加速に要する電力は前者の 2.88kW に対し、後者は 2.58kW、と 11.62%の節減効果であった。又、最大速度は 23.8mile/h から 25.2mile/h へと 5.8%向上し、最高速度からの減速度は 3.13 mile/h/s²から 2.90 mile/h/s²へと 7.9%低下した⁴¹。

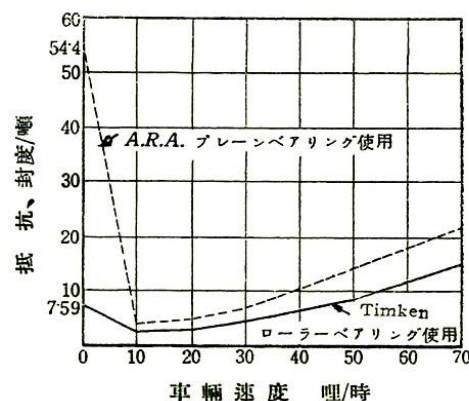
わが国の工学界においてもこれらと同様の海外のデータが紹介されている。元・鉄道省工務局長で客車々体鋼体化のリーダーとして活躍後、日本車輛製造に転じ、最終的に副社長の地位についた秋山正八は常務時代の 1931 年、「内燃機動客車に就いて」という、後年しばしば引用され、雑誌『鉄道史料』誌上にも復刻されることになる技術解説論文を著している。

図 1-11 はそこに引用されている「A.R.A.プレーンベアリング」使用車と「Timken ローラーベアリング」使用車との速度別走行抵抗比較実測値比較の重引であるが、車輛重量当り起動抵抗は前者の 54.4lbs/t に対して、後者は 7.59lbs/t と、1/7 以下に過ぎぬ低い値であった。「Timken ローラーベアリング」について秋山は何の解説も与えていないが、後述されるような事情から、それが円錐コロ軸受であったことにほぼ疑義はなからう⁴²。

図 1-11 平軸受装備車輛と Timken 円錐コロ軸受装備車輛との速度別走行抵抗

⁴¹ cf. *ibid.* pp.209~213.

⁴² 円錐(台)状のコロとこれに対応する内外輪軌道面を有する円錐コロ軸受は概ね米語では tapered roller bearing、英語では taper roller bearing と表記されることが多いようである。円錐コロ軸受そのものについては後述。



秋山正八「内燃機動客車に就いて」第8表(『機械学会誌』第34巻第170号1931年6月、『鉄道史料』80号1995年、にリプリントあり)。中村良蔵前掲「鉄道車輛用ローラーベアリング」Fig.3にほぼ同じ。

但し、1930年頃、日車は鉄道車輛用「ドラム、ブレーキ」に関する特許を取得し、1930年に播丹鉄道レカ10~13、1931年、同レカ14ならびに国東鉄道キハ11~13の計8両にその製品化を行っているが、その特許明細の図には、やや不鮮明ながら、両ツバ付き外輪と片ツバ付き内輪+ツバ輪構成と思しき単列円筒コロ軸受2個が組合された車軸軸受が描かれている。従って車重も軽く、速度も低い地方鉄道向けガソリン動車には早い時期から円筒コロ軸受が実用化されていたと考えられなくもない⁴³。

この平軸受装備軸箱は1874年に制定され、以後、ここに見る昭和戦前期はおろか、1960年代を迎える頃まで営々と改良されて来た息の長い技術である。1957年8月の規格改正で給油方式として従来の毛糸屑詰込み方式から成形給油具を用いる方式への移行('59年末まで)が決定されたり、更には合成ゴム製のパッキングが導入されたりと、戦後もやがて詳し

⁴³ 湯口徹『内燃動車発達史(下巻)』ネコ・パブリッシング、2005年、202、206~207頁、参照。

なお、ここに言う A.R.A.は米国鉄道協会=American Railway Association の acronym であるが、この協会は後に“A.A.R.”=American Association of Railroads と改称している。その時期や意味については不詳であるが、同協会の権威ある出版物、*Locomotive Cyclopedia Of American Practice*の各版を突合せてみると、1930年の9th. Ed.まではA.R.A.となっており、1938年の10th.Ed.以降はA.A.R.と表記されている。

何れにせよ、この平軸受は米国鉄道協会伝統の「標準軸箱」と称すべきものである。因みに、国際標準軌間(1435mm)を採用していた南満洲鉄道の車輛には多くこの A.R.A. の標準車軸5種類が使用されていたから、軸箱も似たようなモノだったのであろう。

満鉄の A.R.A.標準車軸の件については市原・小熊・永田・安養寺『南満洲鉄道「あじあ」と客・貨車のすべて』誠文堂新光社、1971年、202~203頁、参照。

く取り上げられる低価格の円錐コロ軸受によって駆逐されるまで、その発展は続くことになる。復興期、GHQ 当局によって敗戦国の鉄道車輛にころがり軸受を使用することが贅沢呼ばわりされた事実の背景に在ったのは、まさしく、この標準軸箱であった⁴⁴。

そして、これらのデータも測定容易な突放試験や試験車による実験によって採取されたものであったろう。

それやこれやのデータを積み重ねながら鉄道車輛用としてのころがり軸受は普及して行った。では、そもそも鉄道車輛の車軸用ころがり軸受はどのような素性のメーカーによって生み出され、有力メーカーの製品はそれぞれに如何なる技術的特徴を有していたのであろうか？

⁴⁴ 赤岡 純「摩擦潤滑部分の故障例(鉄道車輛)」(『日本機械学会誌』第 62 巻 第 482 号、1959 年 3 月)、参照。尚、交友社発行の雑誌『ロコモチヴエンジニアリング』、1939 年 1 月の「外国ニュース」には軸箱の油温上昇を回避することが出来、給油量も 2 割に激減し、12~16 万 km の無給油走行も可能となる「アイソサーモス・アクスルボックス」と称する飛沫潤滑の車軸用平軸受箱が「米国の一車輛会社で発明された」旨、紹介されているが、A.R.A. プレーンベアリングの改良事蹟に照らすに、大して普及はしなかったらしい。

国鉄の平軸受軸箱については水戸鉄道管理局 運転部客貨車課編『客貨車データブック』交友社、1965 年、495~513 頁、参照。含油材としては元々、毛糸屑が用いられたが、戦時中、需給が逼迫し、資材節約のため使用済み毛糸屑の再生が試みられたりした。新潟の庭坂機関区などでは藁やスフ混紡糸まで試用された。

その後、ポリウレタン・フォーム、フェルトを交互に積層し、布で覆った一体パット、フェルトと板バネとを組合せた成形給油具の一種、半円形パットが導入された。戦時中の事例については『ロコモチヴエンジニアリング』第 11 巻 3、5 月号(1940 年 3、5 月)の「内国ニュース」、参照。

II. 鉄道車輛用ころがり軸受の諸型式ならびにそのメーカー

(1)SKF

鉄道車輛におけるころがり軸受け使用の嚆矢はドイツにあり、1903年に用いられた玉軸受、1909年に導入された円筒コロ軸受にまで遡ると伝えられているが、その詳細は定かではない。

しかし既に、1920年代、欧米では客車・電車等の車軸、蒸気機関車の返りクランクピン・連接棒・逆転機軸、路面電車のトロリー・ポール・ベース等に多様なころがり軸受が普及し、一般用途への普及と歩調を合せるかのように、転車台の中央支柱及び軌道輪等にもその適用範囲は拡大されて行った。以下、暫くその主たる……勿論、我々の関心に照らして……メーカーの来歴、来し方を尋ねてみよう⁴⁵。

⁴⁵ 鉄道車輛用ころがり軸受全般の歴史的発展に関しては主として A.,W.,Macaulay, *ibid.* Ch.XV、マシナリー編集部『軸受』(マシナリー文献集 19)、小峰工業出版、1951年、車両用ころがり軸受研究会前掲『車両用ころがり軸受』(白泉社、1959年)、軸受・潤滑油便覧編集委員会前掲『軸受・潤滑油便覧』、赤岡 純『軸受の損耗と対策』日刊工業新聞社、1961年、第I編及び巻末資料、日本精工(株)『日本精工五十年史』1967年(とりわけ 95、296~297、318~321、340~347頁)、小野 繁『ころがり軸受の応用設計』大河出版、1979年、121~125頁、浅野光一「鉄道車両用軸受」(応用機械工学編集部編『鉄道車両と設計技術』大河出版、1980年、所収)、日本精工(株)『転がり軸受 CAT. No. 140c』(総合カタログ)1988年を参考にした。

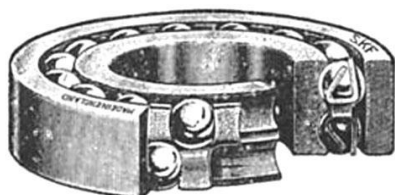
小野『ころがり軸受の応用設計』の「付・1 軸受の発達史」、「付・3 外国の主な軸受メーカー」は非常に有益な歴史記述である。

なお、上記の内、1951年刊の『軸受』は“マシナリー別冊シリーズ”＝戦前戦時、工作機械中心の雑誌『マシナリー』に掲載された論文のテーマ別集成の一環であり、需要が大きかったためか、1953年には工業技術協会編『ベアリング』なるタイトルで社主 小峰喜一の「これはあくまでマシナリー合本の部門別分類であり、歴史的文献であり、執筆者にとりては回顧のよすがとなり、一般読者にとりては先達者の足跡を踏台として更に飛躍への機会ともなればわが国の工業技術への寄与は少なくない」云々という“刊行の言葉”をカットし、目次だけ当用漢字に改める形で同じ小峰工業出版から再刊されている。若干、紙質が向上しているのはこの僅か2年ほどという短い時間経過の中においても経済復興が着実に遂げられていたことの証であろう。

その中身には海外論文の翻訳も含まれるのであるが、執筆者名、原掲載誌名は一切、明記されておらず、筆者としても元の雑誌まで遡及して当てはまらない。このため、同書からの引用については論文名のみを表示する。本稿に最も関連性の高い論文は目次によれば「車輛用コロ軸受の諸問題」であるが、遺憾ながら中身を全く異にする2論文から成るモノであるため、本論文については便宜上、「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」、「車

ころがり軸受界の雄にして自動車メーカーVolvo 社の育ての親にも当るスウェーデンの SKF 社(Aktiebolaget Svenska Kugellagerfabriken : スウェーデン玉軸受工場 → Aktiebolaget SKF : 1907 年創業、主な海外拠点として Skefko Ball Bearing Co., Ltd. [英→SKF U.K.]、SKF Industries, Inc.[米])はその名に示される通り、S.,G., Wingquist によって開発された自動調心複列玉軸受を以って斯界に参入した。

図 2-1 SKF 自動調心玉軸受



Macaulay, *Hand Book on Ball and Roller Bearings*. 所収の Skefko Ball Bearing Co., Ltd.の広告より。

図 2-1 のように、この軸受は 2 列軌道の内輪と球面軌道を有する外輪との間に 2 列の鋼球を組み込んだモノで、半径方向のラジアル荷重にも、ある程度の軸方向スラスト荷重にも耐える。しかも、この軸受においては外輪軌道面の曲率中心が軸受中心と合致しているため、一体をなす内輪・玉・保持器は外輪に対して通常 $4 \sim 7^\circ$ の範囲で自由に傾くことが出来、場積を取る球面座などのケレンに頼ることなしに自動調心性(軸や軸受取付け部の動的・静的変位を吸収する機能)が保持されている。

SKF の自動調心複列玉軸受は当初、紡織機械に市場を見出したが、その用途は次第に拡

輻用コロ軸受の諸問題(2)」と表記する。

また、高速車両用輪軸研究委員会『鉄道輪軸』(丸善、2008 年) 175~179 頁に収められている車軸軸受発達史の記述は簡にして要を得ており、本稿の冒頭にそのまま借用したかったほどの内容である。これら以外の文献については順次、言及して行く。

無論、かような書物は工学書であり、かかる資格においてそのまま工学・技術史上における示準化石的文献となっているモノばかりである。それらはそれ自体、歴史書として編まれた書物ではないだけに歴史記述としては非体系的な情報しか提供してくれない。我々としてはこれらを繋いで行くしか技術史を再構成する方途は無いのである。

最後に、この方面の技術者による歴史的回顧として大山忠夫・平沢弘太郎『鉄道車両用軸受の変遷』レールアンドテック出版、1997 年、大山忠夫「鉄道の起源と車両用軸受の変遷(1),(2)」*KOYO Engineering Journal*. No.158, 161(2000, '02)の(2)を挙げておきたい。著者は鉄道技術研究所から最終的に光洋精工に転じた技術者であり、手堅い記述が展開されてはいる。もっとも、『鉄道車両と技術』誌連載稿の改訂版たる前者は総頁数 39 に過ぎず、その叙述はほぼ国鉄・JR 関係の記述に終始し、出典も明示されていなければ歴史記述に不可欠な批判的分析もなされていない。後者は海外における動向への記述や豊富な出典注を含み、大いに参考になるが、如何せん総頁数 7 という制約の限界は否めない。

大し、ヨーロッパにおいては2個並列ないし、それにスラスト玉軸受を付加する形で電車、客車、蒸気機関車先・従台車の車軸軸受として使用されるようになって行った。

『帝国鉄道協会会報』27巻 第4号(1926[大正15]年7月)に掲載されているチエルベルジス継続合資会社 SKF 部(東京市麹町区有楽町)の広告はトロツコの補修部品として用いられるべき SKF 自動調心玉軸受に関するもので、

トロツコベアリングは下の如き利点を有す

トロツコの生命を延長す

維持費の節減著し

動力の節約大

運搬能力の増加

給油費用及労力の激減

とあり、当時の日本国内における使用状況の一端を窺わせている⁴⁶。

スウェーデンはスウェーデン鋼として知られる優れた鉄鋼材料の産地である。19世紀末に継目無鋼管製造技術開発が様々な人々によって志され、やがてその成功はボイラー・チューブや自転車フレーム用鋼管の製造に活かされたが、世紀転換点前後の英米において、その材料として用いられていたのは専らスウェーデン鋼材であった(J., P., Boore・今井宏訳『シームレス物語 ―米国の継目無鋼管産業発展の歴史―』私家版、1984年、66、81、82頁、参照)。

SKF 軸受はこの高品位の鋼材を以って製造されたが、その鋼種はある意味においては“普通の”高炭素 Cr 鋼であったと思われる。この場合、加工手順はおおよそ、890~940℃に徐熱 → 500℃まで徐冷(焼準：材料の内部応力除去と軟化、炭化物の微粒化のため)、760~800℃に再加熱 → 炉中で徐冷(炭化物を球状化させるため) → 機械加工 → 650℃まで徐熱 → 800~900 度まで急熱 → 油中で急冷(硬化のためになされる油焼入れ) → 180℃にて1時間油煮(靱性を付与するためになされる焼戻し) → 研削仕上げ → ラップ仕上げ、といった段取りであったと思われる。最後のラップ仕上げとはラップ盤を用いる研磨法で、ラップと呼ばれる鑄鉄製の硬い定盤あるいは木製のラップホイールと加工物との間に砥粒と加工液の混合物を供給し、両者間の圧力を一定に保ちつつ相対運動させ、後者の表面を精密に仕上

⁴⁶ SKF 軸受のわが国への輸入は1910年、スウェーデン、チエルベルジ商会(J.A.Kjellberg & Sons Ltd.)の日本代理店であった在横浜のヴルセヴィッチ商会によって持込まれたサンプル10個に始まるが、これはSKF自身にとっても初輸出であった。後、ヴルセヴィッチ商会は東京丸ノ内通りに移転、チエルベルジ継続合資会社を名乗り、1915年にはSKFの日本代理店に指定された。

何時から商号が「チエルベルジス」になったのかは不明であるが、同社のSKF部は1932年、日本SKF興業(株)(=現・日本エスケイエフ(株))として分離独立している。日本精工(株)『日本精工五十年史』29~30頁、参照。

げる加工法である。

鋼球、コロなど転動体は軌道輪と材料的にも熱処理工程の手順においてももほぼ同一であったが、硬度を軌道輪より若干上げるため、焼戻し温度は幾分低く設定された。鋼球の最終研磨は回転円筒中でエメリー砥粒と共に攪拌する“バレル転磨”によった⁴⁷。

但し、“普通の”高炭素低 Cr 鋼とは言え、SKF が使用する鋼材は極めて品質の高い、独特なものであったことが知られている。朝倉希一に拠れば、SKF は、戦前期、自社製鋼工場の原料として木炭銑を用いていた。しかも、それは自家製造品であり、そこで熱源/還元剤として用いられた木炭たるや、これまた直営の山林から伐り出される品質優良な材木のみから自家製造されたものであった。ここまで徹底した原材料管理は恐らく何時の時代の如何なるメーカーも及ばぬワザであったろう。このようにして神格化されたその製品品質、とりわけ耐久力が守られていた⁴⁸。

スウェーデン鋼は今も世界的に知られる良質鋼であるが、かつてはその原料であるスウェーデン鉄自体が優良な製鋼原料として広く世界の需要を喚起していた。第一次世界大戦中、アメリカの“Central Agency to Control Industrial Mobilization”は「自らその購入に走るにより、Central Powers【第一次世界大戦期におけるドイツ・オーストリー帝国、ハンガリー、トルコ、ブルガリア：引用者】からスウェーデン鉄を取上げた」と記録されているほどである⁴⁹。

しかし、第二次世界大戦後、材料コストを抑えつつ需要の増大に応えるため、そして恐らく、森林資源保養のため木炭銑の使用は漸減し、代って自家製の Wiberg-Sonderfors 海綿鉄を、恐らく“返り屑”や“購入屑”(スクラップ鋼材)に 15%以上配合したものが用いられるようになり、これを SKF Hofors Bruk 製鋼所製において製鋼した Cr 鋼、Cr-Mo 鋼、Cr-Mn 鋼材が新たに SKF 軸受鋼となった⁵⁰。

⁴⁷ 錦織・保田前掲「コロガリ軸受材料」、大野道雄『軸受』山海堂 1945 年、152 頁、参照。

但し、後者は概ね、航空発動機用すべり軸受に係わる示準化石的書物であり、ころがり軸受に関しては序でに触れられているに過ぎない。

なお、エメリーは「コランダム(Al_2O_3 と不純物から成る天然の鉱物)に酸化鉄その他の不純物が比較的多量に含有されているもの」で、古くから砥料として用いられていた。砥料については杉本道雄『研削機と其作業』太陽閣、1936 年、第 2 章、エメリーについては特に 5~7 頁、参照。

⁴⁸ 朝倉希一『技術生活五十年』日刊工業新聞社、1958 年、124 頁、参照。

⁴⁹ Brauch, B., M., *American Industry in the War — A Report of the WAR INDUSTRIES BOARD(March 1921)*. N.Y. 1941, p.392.

⁵⁰ 橋本宇一「SKF 軸受会社 Goeteborg 工場を見学して」(『機械の研究』第 6 巻 第 12 号、1954 年)、参照。

海綿鉄とは「純良な鉄鉱石または砂鉄を木炭または水素などにより固相で還元した多孔質海綿状の鉄のこと。高級鋼の原料となる」(『機械用語辞典』コロナ社、1972 年)。

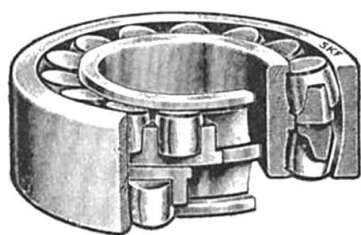
両大戦間期、南満洲鉄道においては日下和治により世界初の回転炉による満鉄式(日

SKF における木炭銑からの脱却は品質向上を実現しつつ進められた。その成功の背景には酸性平炉を用いた製鋼工程における高度な操業技術に加え、時代が更に下ってからは造塊工程において溶鋼中の有害ガスを吸引・除去する真空脱ガス法(真空鋼塊鑄造法等)や、製鋼炉を真空中で稼働させる真空溶解法(VIM：高周波真空誘導溶解法および VAR：消耗電極真空アーク再溶解法)、更にはエレクトロスラグ再溶解法(ソ連で開発、大規模プラント化したが、電力消費原単位大であるため、日本では大規模化出来ていない)等、幾多の直接的、間接的技術進歩の裏付けがあったものと思われる。この種の鋼材に係わる問題には後ほど立ち返る。

さて、構造上、自動調心玉軸受においては内輪が傾けられるため、直径の小さな多数の玉を容易に入れられるのでラジアル荷重には強い。その反面、スラスト荷重が働くと、非常に浅い接触角で外輪と接している玉が内外輪間に楔のように食い込んで行くため、外輪に容易に損傷を来たしがちとなる。即ち、自動調心玉軸受は一応、アキシヤル荷重に耐えるとは言え、アキシヤル荷重に対する基本動定格荷重は曲率の大きい外輪溝を有する深溝玉軸受などより遥かに低い。後年、この自動調心玉軸受の欠点を補うため、外輪の外周を球面加工した深溝玉軸受の一種、ユニット用自動調心玉軸受が開発されることになる。

1920 年、N.A., Palmgren は自動調心複列玉軸受の特性を継承しつつ、そのラジアル、アキシヤル荷重に対する負荷容量を向上させるため、内輪の中ツバで非対称球面……正しくは円弧の一部をある軸の周りに回転させたたる型……コロを案内するタイプの複列自動調心コロ軸受(図 2-2)を開発、この製品は SKF の新たな“顔”となり、世界的に普及した。

図 2-2 SKF 自動調心コロ軸受(旧型)



Macaulay, *Hand Book on Ball and Roller Bearings*. 所収の Skefko Ball Bearing Co., Ltd. の広告より。

更に 1949 年、内輪の中ツバを廃した上、コロを対称コロとし、左右のコロの間に薄い“浮き案内輪”を挟んだ高負荷容量系列の自動調心コロ軸受が Palmgren によって C 型球面コロ軸受として開発され、HR シリーズの名で主力商品化された。従来型においては中ツバの幅が広がった上、中ツバ際に応力集中防止のための“研削逃げ”を設けなければならなかった分、軌道面の有効幅が制限されることになっており、かつコロも短小化されざ

下式)海綿鉄製造法が開発され、電磁石用純鉄および軸受鋼を含む特殊鋼原料の生産が事業化されている。原勢二『炎は消えず 技術開発にかけた満鉄マンの群像とその背景』謙光社、1974 年、参照。

るを得なかった。HR シリーズにおいては軌道面を広く取り、長いコロを使用できるため、基本動定格荷重は 20~30%アップされた。わが国のコロがり軸受メーカーは称コロを有する自動調心コロ軸受に関する特許の失効を待って 1970 年頃からその国産化に入った⁵¹。

Palmgren の自動調心コロ軸受においては外輪軌道面の曲率中心と軸受中心との一致ゆえに内輪 Assey が外輪に対して通常 $1.0\sim 2.5^{\circ}$ という狭い範囲内ではあるにせよ、自由に傾く。この自動調心性という点において、それは自動調心複列玉軸受と同じ特性を有する(可動範囲が狭いのは転動体の幅が広いためであり、致し方ない)。

自動調心コロ軸受は 2 列軌道の内輪と球面軌道を有する外輪との間にたる型のコロを組み込んだモノであるため、自動調心複列玉軸受同様にラジアル、ならびにある程度のスラスト荷重に耐え、かつ、コロと内外輪との接触線長が同一サイズの円筒コロ軸受よりも長くなっているから同一占有スペースの下でのラジアルの静的・動的荷重ならびに衝撃荷重に対する基本動定格荷重という点においてあらゆるころがり軸受中、最大である。

但し、スラスト荷重を受けた状態で外輪とコロとは浅い接触角でのアンギュラコンタクトとなるのでスラストの基本動定格荷重は自動調心複列玉軸受のそれに優るとは言え、深溝玉軸受にやや優る程度で、円錐コロ軸受のように大きくはない。

また、自動調心コロ軸受においては転動体と軌道面の接触が玉軸受におけるそれに類似しているため、たる型コロに差動滑りが発生する上、特にスラスト荷重を受けた場合にはコロにスピン・モーメントも働く。こういった理由から、自動調心コロ軸受は高速回転には不向きと考えられている。自動調心コロ軸受が高い精度の機械加工を必要とする高級な軸受となる点についても容易に了解されよう⁵²。

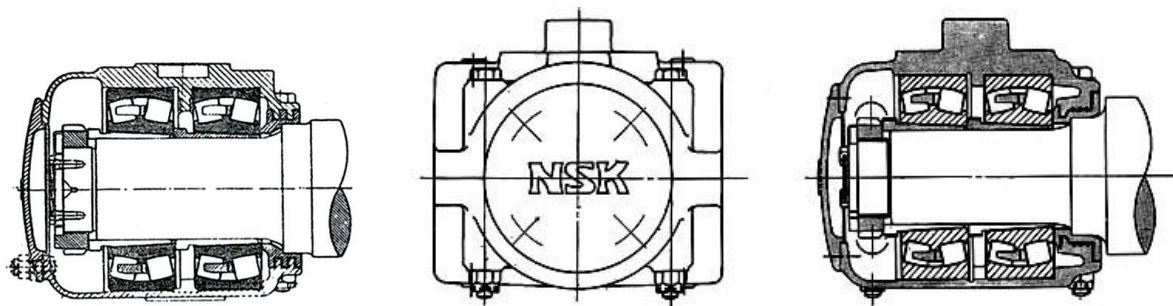
鉄道車輛用車軸軸受として自動調心コロ軸受を軸箱当り 1 個用いる場合、調心性を活かして球面座、ラバークッション等を介することなしに軸の撓み及び傾斜を逃がすことが狙いの一つとなる。但し、この場合、1 個と言っても、単にこれを軸箱当り 1 個のみ用いる場合と、これと円筒コロ軸受とを並列させる使用法があった。後者は 1920 年代から実用され、かつ、相当遅くまで用いられた。しかし、SKF 自身が力を入れ、やがて標準技術となったのは自動調心コロ軸受並列型の軸箱であった。勿論、軸箱当りこれが 2 個用いられる際には調心性よりも基本動定格荷重の確保が狙いとなる。

1935 年頃からはわが国の私鉄電車界においてもこれを用いる例が続出した。満鉄の特急“あじあ”の客車等に用いられた車軸軸箱もこのタイプのものであった。そして、NSK 軸受が SKF 軸受の補修用と思しき役回りを演じた事蹟も確認されている(図 2-3)。

図 2-3 SKF の自動調心コロ軸受並列型軸箱と同系列軸箱への NSK 製軸受使用例

⁵¹ 『転がり軸受工学』29 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』236、279~280 頁、参照。

⁵² 国産自動調心コロ軸受の精度が SKF のそれに遠く及ばなかった復興期の状況については第 6 章 第 5 節、参照。



『車両用ころがり軸受』63 頁、第 3・39 図、日本精工(株)『NSK コロがり軸受取付図例集』1963 年、25 頁、図 43。

軸箱内部に内側軸受の外輪を抑えるリング状突出部が設けられている。このため、軸受嵌脱が出来るように軸箱は上下 2 分割となっている。

SKF の自動調心コロ軸受はアメリカでは 1921 年、初めて客車に使われ、機関車には 1927 年に初装備された。もっとも、それらは炭水車や先・従輪の軸受であった。同じ頃、イギリスで蒸気機関車の返りクランクピンに位置する Return Crank Bearing としてこれを採用する設計(後述)が編み出され、この設計手法は以後、広く普及した⁵³。

1936 年よりアメリカで大量生産された路面電車(PCC カー)には自動調心コロ軸受が採用されている。PCC カーの駆動方式は自動車のそれに倣ったもので、終減速装置にはハイポイドギヤまで使用されていた。自動調心コロ軸受で知られる早い時期から多国籍企業化の途を歩んだ SKF は工場をアメリカにも設立しているから、これらに用いられた軸受は現地で製造された製品であったと思われる⁵⁴。

『帝国鉄道協会会報』28 巻 第 6 号(1927[昭和 2]年 1 月)に掲載されている前出、チエルベルジス継続合資会社 SKF 部の広告は電車の主電動機軸受に関するもので、そこには、

鉄道及電車モーターにとって最も重要な点はその運転の確実なるべきことである。
上掲のモーターは SKF 複列自動調心ローラー、ベアリング(ギヤ側)及 SKF 単列ローラー、ベアリング(整流子側)を併用せるものであって、実地に使用し充分なる確実性のあることが確かめられたものである(括弧内、引用者)。

と謳われている。これなどは SKF 製品の普及ならびに自動調心コロ軸受の認知度昂進という状況を伝える史料と言えよう。

また、Wingquist と Palmgren は 1920 年、内輪の大ツバ内面とコロの端面を共に球面

⁵³ SKF 自動調心コロ軸受の客・貨車への早期使用例については cf. Anti-Friction Bearings For Railway Rolling-Stock. *The Railway Engineer*. June, 1927. pp.228~231, Roller Bearings For Railway Rolling Stock. *The Railway Engineer*. July, 1931. pp.249~251, 266. 後者には先台車やブースターへの適用例も紹介されているが、蒸気機関車関係については後程まとめて述べる。

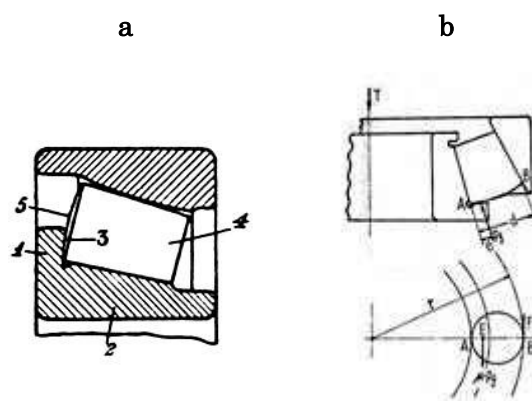
⁵⁴ 蛇足ながら住友金属工業では戦後、東京都電向けにこの PCC カーのそれを模した台車

とした **SKF** 型円錐コロ軸受を開発した。これは非対称コロを用いる複列自動調心コロ軸受のコロと内輪中ツバとの接触部と同様の考え方である。

近代的な円錐コロ軸受の内輪には下底側と上底側に大小のツバが設けられている。小ツバには軸受け脱着時、保持器とコロとの **Assey**(cone ないし inner lace and roller)が分離するのを防ぐ程度の役割しかないが、

ころが軌道上を転がるとき、大つばに対してはすべっている。そこでこの部分でも負荷能力を持つ潤滑油膜が形成されるように、ころの端面を球面としておき、つば面はこれに対してある曲率比を持つように調整する技術が開発された⁵⁵。ツバとコロ端面との滑り面への油膜の噛み込みを促すわけである。参考までに図 2-4 を掲げておく。

図 2-4 内輪大ツバ内面とコロ太端面を球面とした **SKF** 型円錐コロ軸受



a : SKF の特許。小野 繁『ころがり軸受の応用設計』163 頁、図(1)-25。内輪に小ツバは無い。

b : 服部 喬・笹田 直(NSK)「コロがり軸受の予圧特性」(『いすゞ技報』第 29 号、1958 年)、第 8 図。

似たような図として日本潤滑学会編『改訂版 潤滑ハンドブック』養賢堂、1987 年、185 頁、図 4.6.3 を挙げておく。

この手法はその後、一時期、普遍化されたようであるが、具体的設計はメーカーのノウハウに属したので公表されていない。勿論、大ツバと言ってもその丈は短く、コロとの接触点に至っては更に低いから、コロの端面全体を球面に成型する必要はない。

また、更に時代が下ると球面接触は円錐面同士の接触に置き換えられた。潤滑剤の発展と材料の高品質化、微細加工技術の進歩がこの世代交代の背景に在ったと考えられる。但

を試作している。『車両用ころがり軸受』70 頁、参照。

⁵⁵ 引用は前掲『ころがり軸受実用ハンドブック』29 頁より。この点に関する岡本・角田前掲『転がり軸受 — その特性と実用設計 —』180 頁の記述はごく一般的な議論に止まっている。

し、球面接触はコロに遠心力とジャイロモーメント⁵⁶ が強く働く大形のスラスト自動調心コロ軸受およびスラスト円錐コロ軸受には生き残っている。

SKF はその製品の品質と早い時期から欧米各地に数箇所の製造拠点を展開した積極的な経営戦略の成功により斯界のトップ企業として発展し、ころがり軸受工業界唯一の巨大多国籍企業となった。同社はまた、ころがり軸受の呼称や寿命計算式の面でも世界の *de facto standard* を提供し、軸受工学の発展をリードして今日に至っている。軸受呼称の世界標準化において同社が演じた指導的役割について言えば、我々も間もなくその余慶に与ることになる。

(2)Timken

一方、20 世紀初頭のアメリカの鉄道においては貨物列車の長大化が一大目標であった。これを成就させるため、貨車の連結器には連結部の伸縮を利用して出発抵抗を軽減することを狙って大きな前後移動量とガタが附与されていた。この貨車からなる長大な列車の先頭には動輪径の小さな貨物用機関車が繋がれ、機関車には常に最大限の牽引負荷が課せられた。他方、客車列車においては乗り心地を重視して連結部のガタは抑制された。旅客用機関車設計においては長距離高速走行性能・耐久力を重視し、動輪周引張力を犠牲にしても動輪径を大きめにとるという思想が支配的であった⁵⁷。

何れの思想においても車軸軸受の抵抗削減は希求されて止まぬモノであり、貨物列車の低い表定速度は発展途上のころがり軸受の導入に対する呼び水ともなった。アメリカでは又、上述の通り、路面電車へのころがり軸受導入の効果が実証されてもいた。そんなアメリカでは様々なころがり軸受が開発されている。

⁵⁶ 角速度 ω で回転する慣性能率 I の回転体の回転軸を角速度 ϕ で旋回させようとする $M = I\omega\phi$ に相当するジャイロモーメントが発生する。 M の軸は ω 軸と ϕ 軸に垂直で、 M の回転方向は ω の速度ベクトルを ϕ の速度ベクトルに近付ける方向となる。このジャイロモーメントに起因する摩擦はスラスト軸受が高速回転に向かない理由の一つをなす。

⁵⁷ Cf. Macaulay, *ibid.* pp.204~205.

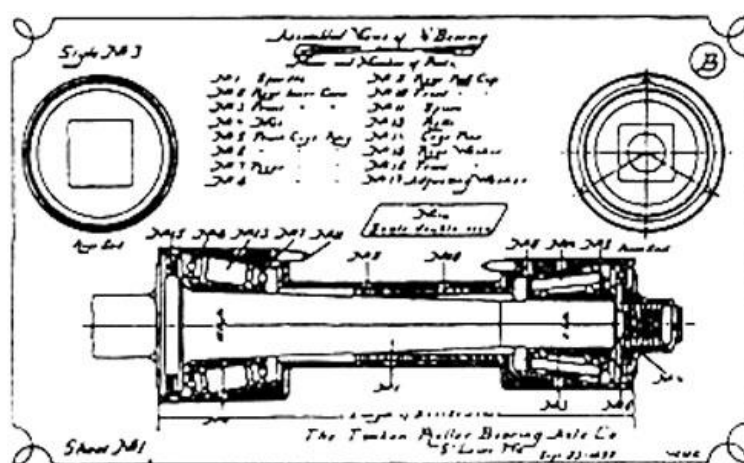
因みに、日本機械学会 鉄道部門委員会 鉄道車両の走行抵抗調査分科会『鉄道車両の走行抵抗』日本機械学会、1964 年(既存の実験データを国鉄工作局長 衣笠敦雄を委員長とする同委員会の下に 1959 年 11 月、設置された同分科会が集成した資料)、9~10 頁によれば、国鉄運輸局の定める列車運転計画上の出発抵抗値は平軸受装備貨車列車において、荷重曲線作成(連結器圧縮状態)の場合：5kg/t、速度距離曲線作成の場合：8kg/t であり、平軸受装備客車列車においては荷重曲線作成(連結器圧縮状態)の場合：6kg/t、速度距離曲線作成の場合：8kg/t、コロ軸受装備客車列車の場合においては何れも 3kg/t であった。

蛇足ながら、動力試験車を用いて列車出発抵抗を測定する際、少なくとも鉄道省においては連結器のガタを無くすため、連結中の全連結器に木製楔を打込むものと規定されていた。但しこの場合にも、連結器緩衝バネの作用は妨げられない。藤田前掲『鉄道車輛実験法』59 頁、参照。

Machinery's Encyclopedia. 1929 年版に拠れば、その一つである円錐コロ軸受は Ohio 州 Springfield の Grant Axle & Wheel Co.なる会社によって発明された、とある。年代は表記されていない。コロには中空加工がなされており、ケージに立てられた “stay-rods” に依ってそのアライメントが保たれる設計になってはいたが、スラストが印加されるとそれも乱されがちであったらしい(Vol.V, pp.275~276)。

Grant に踵を接するかのように、Ohio 州 Canton の Henry Timken と彼の義父、R., Heinzelman も円錐コロ軸受を開発、こちらは 1898 年と年代も判っている。彼らはその翌年、これを高級馬車用に供した。図 2-5 に 1898 年に取得された Timken の特許の図を示す。この図を見るに、円錐コロはその両側に案内輪を従えていたようである。

図 2-5 Timken の円錐コロ軸受に関する米国特許



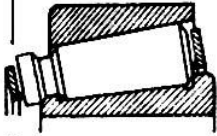
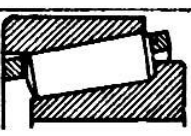

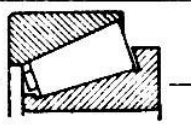
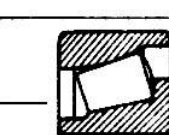
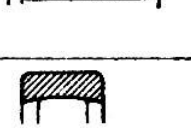
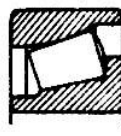
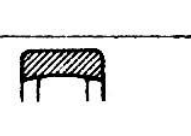
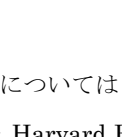
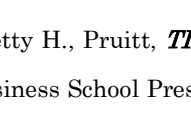
うずひこ
坪井珍彦「摩擦は友、摩擦は敵」(『LEMA』No.450, 1998 年)、図-5。

1907 年前後にこれを H., W., Alden が改良し、ティムケン社(The Timken Roller Bearing Co.[米] '09 年に軸受部門を分社、海外拠点として British Timken Ltd.[英])のアルデン型円錐コロ軸受は同社の定番となった(図 2-6)⁵⁸。

⁵⁸ H., Timken に関するコンパクトな伝記的・社史的事項については、Cf. G., S., May ed. *Encyclopedia of American Business History and Biology. The Automobile Industry, 1860-1920*. Facts On File, 1990, pp.443-445. より詳しい社史文献として Betty H., Pruitt, *TIMKEN From Missouri to Mars — A Century of Leadership in Manufacturing*. Harvard Business School Press, 1998. が挙げられる。

軸受技術史ではないが、J., P., Boore・今井宏訳前掲『シームレス物語 —— 米国の継目無鋼管産業発展の歴史 ——』はこの会社における主要な軸受材料たる継目無鋼管製造についての貴重な技術史的情報に富む文献である。88、97~98、118、120、195~198 頁、参照。

図 2-6 ラジアル円錐コロ軸受およびラジアル自動調心コロ軸受の諸形式

円スライコ軸受					
アルデン形			1907	H. W. Alden	
イーブランド形			1908	S. S. Eveland	
ボック形			1912	H. L. Bock	
ニール形			1918	E. E. Neel	
SKF 形			1920	S. G. Wingquist N. A. Palmgren	

『日本精工五十年史』 297 頁より。

Timken 円錐コロ軸受の技術的変遷については Betty H., Pruitt, *TIMKEN From Missouri to Mars — A Century of Leadership in Manufacturing*. Harvard Business School Press, 1998. pp.90~91 にもカット写真が掲載されている。

1918 年、E., E., Neel は内輪の大ツバでコロ太端を直接押さえるニール型円錐コロ軸受 (図 2-7) を発明、Timken もこの方式に転じ、以後、世界でも稀なインチ系円錐コロ軸受だけを製造する軸受メーカーとして産をなすこととなる。

Timken の定番となったニール型円錐コロ軸受は 1920 年頃からアメリカの自動車に普及し始め、鉄道車輛界にも '26 年、客車に、'30 年には蒸気機関車に初装備された。'29 年にはまた、複列・4 列型が開発されたため、その適用範囲は一挙に拡大した。複列または組合せ円錐コロ軸受の諸形式ならびにその特徴についてはより具体的な脈絡において後程、詳しく取り上げられねばならない。

図 2-7 Timken のニール型ラジアル円錐コロ軸受



Macaulay, *Hand Book on Ball and Roller Bearings*. 所収の BRITISH TIMKEN Ltd. の広告より。

コロの中心線が回転によって描く円錐の頂角は円錐角と呼ばれ、その値は並勾配型では 30° 程度、急勾配型では 45° 程度に設定され、中間勾配型ではその間の値をとる。

同社は 1930 年、American Locomotive Co. 製 2D2 型機関車の全軸に自社製円錐コロ軸受を装備させた。“Four Aces” と俗称されるこの機関車は主要鉄道会社に貸出され、総計 16 万 km 以上走行し、円錐コロ軸受の導入効果を証明した他、2D2 という車軸配置は N.Y.C. の “Niagara” に代表される次世代＝最終世代アメリカ蒸気機関車の先駆けとなった。この機関車を巡る事蹟については後ほどやや詳しく取上げられる⁵⁹。

Timken の軸受も SKF 同様、優れた材料技術で知られていた。最初の製管工場は 1915 年に、電気炉製鋼工場は 1916 年にそれぞれ建設され、時を同じくして棒鋼圧延工場、冷間引抜鋼管工場、線材工場も整備された。そしてこの自社製鋼工場において Cr 鋼の製造が始められた。製鋼工場は 1919、'22、'28、'29 年に増強され、'28、'29 年には製管工場の拡充もなされた。そして 1937 年には Walter J., Assel によって製管工場の大改造がなされている。その目玉は彼自身の発明になる回転式鋼管圧延機 “アッセル・ミル” の導入であった。この機械は段付円錐ロールを持ち、しかもその構成はマンネスマン穿孔法のそれに代表される傾斜圧延機(図 8-3、参照)におけるような 2 本ロールではなく 3 本となっており、生産性が高く、その成品は寸法精度と内面肌において優れると評価されている。

Timken お得意の軸受鋼管材料は SKF のそれとは異なり、表面硬度と靱性を兼ね備えた浸炭軸受用鋼である。通常の高炭素 Cr 鋼より炭素含有率を数分の一から十分の一近くまで切り下げた鋼で、添加元素としては Si、Mn、Ni、Cr、Mo 等が使い分けられる。これらの元素を含む浸炭軸受鋼は衝撃に強い上、嵌め合い応力の分散性に優れるため、軸受支持体・軸に対する嵌め合いの締り代を大きく取れ、クリープを防止し易いという長所も有る。この浸炭鋼ないし “はだ焼合金鋼” は現在、軸受鋼として高炭素 Cr 鋼に続く使用量を誇っており、鋼種としては Cr 鋼、CrMo 鋼、NiCrMo 鋼などがこれに当る。

浸炭(浸炭焼入れに同じ)とは炭素リッチな雰囲気の下で機械加工された鋼製部材を加熱し、表層を高炭素鋼化する表面硬化法で、処理後も内部は硬化されず部材は表面の硬度と全体としての靱性を兼備する。浸炭の工法としては固体浸炭、液体浸炭、ガス浸炭があり、固体浸炭は中世から行われていた。液体浸炭は欧州で 1930 年代から、ガス浸炭はアメリカで 1940 年代末から始められた。現在では炭化水素系ガスを用いるガス浸炭が一般的である。

軸受鋼の場合、加工手順の一例を挙げれば、焼鈍(820~880℃ → 徐冷) → 機械加工 → 900~930℃にて 25~27 時間浸炭、浸炭処理後、890℃で 10 分間加熱 → 油冷 → 780℃に 10 時間保持 → 740℃まで徐冷 → 油中急冷(油焼入れ) → 200℃で焼戻し → 研削仕上げ

⁵⁹ 簡単には齋藤 晃『蒸気機関車の興亡』NTT 出版 1996 年、287 頁、同『蒸気機関車の挑戦』同、1998 年、28~29、44~45、192 頁、参照。

→ ラップ仕上げ、といったことになる⁶⁰。

なお、ここに言うクリープとは材料力学におけるそれではなく、軸受とその支持体(外輪ならボス、内輪なら軸)との間に回転に伴う圧縮変形と振動に起因して発生し、非常に大きなトルクを発揮する見かけ上の滑りであり、時として危険な現象を惹起する。危険、というのは、回転方向は軸のそれと逆で、回転と共に微動摩^{フレッチング・コロージョン}耗による腐食を生じて締め代が失われ、遂には軸受回りに様々な損傷を生起させてしまうことがあるからである。

赤岡はこのクリープがいかに厄介な現象であるかについて次のように述べている。

はめあい面のクリープ(creep)などでも、はめあい面が回転荷重を受けるとき、すなわちラジアル荷重の作用線とはめあい面に固定された定直線とのなす角度が、連続的に変化するとき、負荷側でははめあい圧力が増加し、非負荷側でははめあい圧力が減少するので、荷重に比して締めしろが小さすぎると、非負荷側にすきまができ、このため、締めりばめでも負荷時にはすきまばめと同じことになり、この結果、回転荷重が加わるとはめあい面どうしがころがり接触をすることとなる。

したがってころがり接触下における圧延作用により、はめあい面がつぶれて、しだいにガタが増大する。負荷時にはめあい面に生ずる直径すきまを δ とすると、両はめあい面の円周長さの差に基因して(すきま δ を生じている限り内側はめあい面の円周長さは、外側はめあい面の円周長さよりも $\pi\delta$ だけ短い)、両はめあい面どうしのころがり接触位置が一回転ごとにはじめの接触位置から $\pi\delta$ だけずれ、両はめあい面の間に円周方向の見かけのすべりが生ずることとなる。この現象をはめあい面のクリープ(creep)と呼ぶのは、この見かけのすべりのためである。

この見かけのすべりをキーなどで無理にとめて、はめあい面どうしの接触位置がずれないようにすることは、当然ころがり接触部に常時強制的にすべりを起こさせ、これによってすべりなくおだやかにころがっているものを、すべりをともなうころがり接触に変えることを意味する。このような処理は、はめあい面の異常摩耗やかじりの原因となるのみでなく、トルクの大きさから考えても無理が大きいの、破損の原因となり易い。

クリープを防止する方法は、締めしろを増して、負荷時にはめあい面にすきまが生じないようにすることに尽きる。クリープ自身は、すべりのないおだやかなころがり接触なので直接の危険はないが、前述の圧延作用によりしだいにガタが増大するので、なにかの拍子にはめあい面に相対すべりを起こさせるようなトルクが急に働くと、はめあい面の損傷や焼付きを引き起こす危険を内蔵していることは否定できない。したがってクリープの発生は、可能な限り防止するのにこしたことはない(赤岡 純 編著『シール技術』32~33 頁より。第2以降の段落引用者)。

赤岡はまたクリープを伴わず、微動摩耗のみによって腐食が進むケースについても注意

⁶⁰ 大野前掲『軸受』152 頁、大山・平沢前掲『鉄道車両用軸受の変遷』27~28 頁、参照。

を促している⁶¹。

わが国においては一般に高炭素 Cr 鋼が軸受鋼として用いられていたし、現在でも用いられているが、耐衝撃荷重性の点で浸炭肌焼鋼の方が優れていることは当時から周知の事実であった。この材料を用いた国産品が試作されたのは 1952 年、国鉄向け試作円筒コロ軸受においてその優秀性が再確認されたのは 1955 年のことであった。その後、衝撃加重のかかる部位に使用されるころがり軸受はわが国においても Timken 並みに浸炭軸受鋼が常用されるようになり、今日に至っている⁶²。

(3)第3勢力 —— ドイツ、日本、アメリカ、イギリス

既に触れたように、ドイツは玉軸受の導入における先進国であった。初期には自転車がその使用部面で、DWF(Deutschen Waffen-und Munitionsfabriken：ドイツ武器弾薬製造会社)をはじめ、幾つかの玉軸受メーカーが叢生したが、FAG(Kugel-fischer Georg Schäfer & Co.)を除き、そのほとんどは 1940 年、SKF に吸収されている。

玉軸受が主流を占めた 20 世紀の初頭のドイツにおいて、コロ軸受は低い評価しか受けておらず、棒状コロ軸受数種を用いて実験を行ったかの Stribeck などその見解を代表する立場を採った。

このドイツの鉄道車輛界においては 1903 及び'04 年に玉軸受の、'09 年にコロ軸受の導入が始まっていたが、かかる玉軸受優先の状況がこの分野において長続きしよう筈はなく、幾らかの曲折を経つつ、やがてはコロ軸受が主流を占めるようになる⁶³。

因みに、1927 年頃、総勢 80 万両ほどの車輛を擁したドイツ連邦鉄道においては年間 25 万両の車輛発熱事故が発生し、2.5 万マルク以上の経費と 75 万日の休車日の計上を余儀無くされていた。ドイツの鉄道車輛においてはころがり軸受の使用条件は貨車において軸重 10t、最高速度 60km/h とされ、客車においては軸重 8t、最高速度 120km/h、と、かなり

⁶¹ クリープ現象については例えば、『車両用ころがり軸受』141~146 頁、赤岡『軸受の損耗と対策』69~74 頁、曾田『軸受』196~203 頁、小野『ころがり軸受の応用設計』106 頁、写真 9・5、岡本・角田前掲『転がり軸受』133 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』111~113 頁、高田浩年・相原 了『転がり軸受の寿命と信頼性』日刊工業新聞社、2005 年、88~90 頁、参照。

更に、損傷事例に重点を置いた文献の中からは、日本潤滑学会前掲『とその対策』40 頁、写真 2.51、2.52、日本トライボロジー学会前掲『トライボロジー故障例とその対策』46 頁、写真 2.80、2.81、116 頁、写真 3.92、が挙げられる。

⁶² その過程の一局面については前掲拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』114 頁、参照。軸受鋼全般については例えば、軸受・潤滑便覧編集委員会『軸受・潤滑便覧』445~456 頁、岡本・角田『転がり軸受』87~90 頁、参照。

⁶³ 20 世紀初頭のドイツにおけるころがり軸受工業ならびにころがり軸受工学の概況については、『日本精工五十年史』95 頁、表 57 注、296~297 頁、表 1 注、吉武前掲『現代軸受の誕生 Stribeck 曲線の基礎はいかにして築かれたか』55~ 60、131~ 148、222~ 223 頁、参

ハードであった⁶⁴。

そこでは単・複列の円筒コロ軸受や単列玉軸受、FAG の自動調心コロ軸受、あるいはそれらの組合せが験されていた。ドイツ国鉄では G.U.J. Jaeger 提案のスラストを受ける中ツバ付(段付)円筒コロを持つコロ軸受を外側に、円筒コロ軸受を内側に配する組合せ方式などといったモノまで験されていた。もっとも、かような努力を経て、ドイツの鉄道車輛界では比較的早い時期から素直な円筒コロ軸受へのシフトが進んで行ったようであるが、遺憾ながらその詳細について筆者は承知していない⁶⁵。

一方、SKF、Timken という二大勢力に対抗すべく、ドイツは Timken 製品の輸入を禁止する傍ら、H.,L., Bock によって 1912 年に開発されたボック型円錐コロ軸受をクルップで量産させるという政策的決断を下す。この Bock 社(海外拠点として The Bock Bearing Co.[米]及び British Bock Bearings Ltd. [英])こそはコロ太端と内輪大ツバとを点接触させる、という点においては斯界のパイオニアであった⁶⁶。

但し、前掲図 5 に示される通り、Bock 型円錐コロ軸受は、後年の SKF 型のように直接太端部にではなく、案内輪の……但しアルデン型とも異なってコロ太端側延長部のみに成形されたその……端面を球面成形し、そこに接点を持って来る構造であった⁶⁷。

わが国の先発二大メーカー、日本精工(株)及び東洋ベアリング製造(株)(現・NTN コーポレーション(株))両社の経営史的事象全般については縷説しないが、NSK は海軍系のルーツを有する、NTN は民生用途から発したメーカーである。

東京の日本精工は 1914(大正 3)年創業の日本精工合資会社に端を発する。初代社長、山口武彦は農商務省の技術者であったが、枢要な技術職は海軍出身者によって占められ、製品の中心も海軍向けのネジ類であった。1916 年、日本精工(株)に改組。

同社は早くからころがり軸受の重要性に留意し試作を重ねたが、1916 年、製品第 1 号となったころがり軸受は横須賀工廠向けの自動調心玉軸受であった。

一方、海軍はこの頃、呉工廠造機部にベンツ 100 HP、ルノー 100 HP、サンビーム 70 HP 等を、横須賀工廠造機部にはベンツ、ルノー航空発動機を試作させていた。横須賀工廠の方が成績優秀であったため、その造機部実験工場はわが国初の航空発動機工場となった。これが後の海軍航空廠(空技廠)である。呉工廠はその後一時期、クランク軸鍛造粗形材の製造など、材料面に活路を見出すことになる。

海軍はその技術力を結集して航空発動機の国産化に努めたが、これらの航空発動機の主

照。

⁶⁴ 中村良蔵前掲「鉄道車輛用ローラーベアリング」、参照。

⁶⁵ 同上書、90~93 頁、は 1927 年代後半のドイツにおける円筒コロ軸受中心の鉄道車両車軸軸受界の概況を窺わせる好資料である。Jaeger のコロ軸受については同書、32~33 頁、参照。

⁶⁶ Macaulay, *ibid.* pp.73~74.

⁶⁷ Hans Behr, *Kugel-und Rollenlager*.1927. 林則行訳『球及びころ軸受』独逸機械工作法全書 No.43、機械製作資料社、1943 年、35 頁、第 52 図、参照。

軸受として用いられる玉軸受の国産化が日本精工に期待された役割であった。1917年、同社製のラジアル玉軸受は国産航空発動機用ころがり軸受の濫觴となった⁶⁸。

大阪の東洋ベアリングは1918(大正7)年、西園二郎によって三重県桑名市に創業された西園鉄工所に端を発する。1922(大正11)年、丹羽 昇の率いる大阪の巴商会は横浜港で沈没したスウェーデン船の引き揚げ貨物を落札、その中に在ったスウェーデン製軸受を販売し、利益を上げた。丹羽はその利益で研磨機を購入、西園鉄工所に据付け、玉軸受の国産化に乗り出した。1924(大正13)年、巴商会にボールベアリング部が創設されたが、製造は西園鉄工所によって担われた。商標の NTN は丹羽、巴、西園の頭文字に因む。1927(昭和2)年、巴商会と西園鉄工所の軸受部門は共に分離独立の上、統合され、合資会社エヌチーエヌ製作所が創立され、初代社長には丹羽が就いた。その後、1937(昭和12)年、東洋ベアリング製造(株)と改称している。

東洋ベアリングは戦時期、わが国最大のころがり軸受メーカーとなり、かつ、陸海軍向け空冷航空発動機用ころがり軸受においてもピーク時、全需の70%という圧倒的シェアを誇った。このため同社、桑名工場はわが国のころがり軸受工場の中では唯一、米軍の爆撃によって徹底的に破壊されることとなる⁶⁹。

続いて国産二大メーカーと円錐コロ軸受との接点に注目してみよう。日本精工と円錐コロ軸受との接触は意外に早く、しかも自動車絡みであった。即ち、1919(大正8)年、日本精工はアルデン型及びニール型の円錐コロ軸受を製品化、1924(大正13)年には石川島自動車製作所の“ウーズレー”向けにメトリックの平面ツバ付き円錐コロ軸受を系列化している。同社は引き続き、1931年、ニール型、1934年にはSKF型の球面ツバ案内方式の円錐コロ軸受を採り入れ、この間、1932年にはSKF型の複列自動調心コロ軸受の試作にまで手を染めている⁷⁰。

東洋ベアリングにおける自動車用円錐コロ軸受への参入も石川島自動車の後身、自動車工業(株)との接触に端を発している。SKFばかりを用いていた状況を打開するため、同社は東洋ベアリングを指名して円錐コロ軸受の共同開発を図り、これに成功。東洋ベアリングはこれを契機として陸軍の機械化部隊整備に貢献する立場を獲得し、その技術は自動車製造事業法以後、許可会社、豊田、日産における製品開発にも活かされた⁷¹。

なお、東京自動車工業(株)『いすゞ部分品型録』1939年、によれば、上記の資料における記述にも拘らず、この時点における民需用“いすゞ”に使用された円錐コロ軸受はSKF、NSK、NTN、3社の製品で、輸入途絶ないし禁止がなければSKFを使いたい、というのがユーザー側の偽らざる心境であった。それでも、こうした自動車や装軌車輛を主戦場と

⁶⁸ 『日本精工五十年史』13~36、348~349頁、参照。

⁶⁹ ダイヤモンド社編『ベアリング〈東洋ベアリング〉』1967年、58~66頁、参照。

⁷⁰ 『日本精工五十年史』319~320、321頁、参照。

⁷¹ 大津幸太郎『回顧録』1988年、541~542頁、前掲『ベアリング〈東洋ベアリング〉』65~67、72、77~78頁、参照。

して2大メーカーが積んだ円錐コロ軸受がらみの経験は鉄道車輛用車軸軸受における両者の成功のベースとなっている。

不二越鋼材、光洋精工の2社は歴史自体は古いが、自動車や鉄道車輛用軸受の分野には遅れて本格参入した。富山の不二越現・株不二越 (NACHI)は1924(大正13)年頃から切削工具の研究をはじめ、1928(昭和3)年に不二越鋼材工業として創業。鋼材自給体制の下、1937年よりころがり軸受製造に参入した。

同社はまたSKFタイプの自動調心コロ軸受に特色を発揮したメーカーとしても歴史的にその名を知られている。もっとも、自動調心コロ軸受製造への正確な参入時期は不明である。『不二越二十五年』275頁の年表には1941年6月、「球面コロ軸受製造市販」とあるが、同年9月発行の『NACHI 印製品寸法表 第十二巻』においては複列自動調心玉軸受についての記載こそなされているものの、自動調心コロ軸受については一片の言及すら無いからである⁷²。国鉄向けの納入は戦後開始されたようである。

大阪の光洋精工(株)は1921(大正10)年、池田善一郎により興された光洋精工社に端を発し、創業当初からIKF(Ikeda Koyo Factory)ブランドでころがり軸受を手掛けて来た。1935年、株式会社に改組。製品の中心は農機具用、工場伝動軸用から自動車、(恐らく私鉄の)貨車補修用から軍需へと推転した。円錐コロ軸受については昭和初期から製品化している。光洋精工は1950年以降、日本精工、東洋ベアリング、複列自動調心コロ軸受から円錐コロ軸受に転じた不二越鋼材に加え、国鉄納入企業に加えられた⁷³。

ころがり軸受メーカーとしてはなお内外多くの企業名に指を折ることが出来る。しかし、本邦鉄道車輛用ころがり軸受の戦前戦後史を語るに際しては、これぐらいの面子に当っておけば十分であろう。

付言すれば、アメリカ、ニュージャージーのコロ軸受メーカー、Hyatt Roller Bearing Co.(1892年創立：後述)はコネチカットの玉軸受メーカー、New Departure Manufacturing Co.(1889年創立のNew Departure Bell Co.が母体)と1916年に合一の上、CMの傘下に下り、1933年にはGMの事業部New Departure Hyattとなった。それ以来、NDHはアメリカころがり軸受産業の量的頂点に立っている。しかし、その製品は圧倒的にGMなど自動車向けであり、 $y=ax$ 的企業であるためか、あらゆるサイズのインチ系円錐コロ軸受に特化したTimkenのような存在感に欠ける嫌いがある。

イギリスではHoffman Manufacturing Co.(1898年創立)が名門として知られ、永年、Skefkoに次ぐ地位を占めて来たが、1970年、国策によりRansome and Marles Bearing Co., Ltd.(1917年創立)、Pollard Bearing Ltd.(1942年創立)と合一せしめられ、RHPへと生まれ変わった。しかし、何の因果か、そのRHPは1989年、わが日本精工に買収されるに

⁷² 不二越鋼材工業(株)『不二越二十五年』1953年、114~143、212~214、275頁、『NACHI 印製品寸法表 第十二巻』1941年、参照。

⁷³ 『光洋精工五十年史』1969年、53~66頁、参照。尚、同社は豊田工機と合併、2006年より(株)ジェイテクト(JTEKT)となった。

至っている。うたた今昔の感に堪えない。

Ⅲ. 蒸気機関車ところがり軸受……欧米、日本、「満洲」

(1) ころがり軸受の蒸気機関車弁装置への用途展開例

鉄道車輛へのころがり軸受導入という点で最大の難関をなしたのは複雑な走り装置・弁装置＝多数の潜在的発熱部位を有する蒸気機関車である。わが C62 においても、その“ころがりの良さ”は乗務員に好評を以って受け容れられた、と伝えられているが、「蒸気機関車へのころがり軸受導入」などと称しても、C62 におけるような炭水車、従台車軸受ならば客貨車等のそれと何等変る所はない⁷⁴。

ころがり軸受の蒸気機関車用としての固有使用部位は構造上、普通に設計すれば inside bearing となり、輪軸の中ほど、即ち左右の車輪に挟まれた軸上に位置せざるを得ない先輪軸受・動輪軸受および複雑かつ潤滑困難な弁装置・走り装置の軸受である。そして、これらは客貨車における車軸軸受以上に帯熱事故を発生させがちな部位とさせていた。

以下は専ら平軸受が用いられていたわが国鉄蒸気機関車の例になるが、国鉄蒸気機関車はその最末期に至るまで、“軸焼”＝動軸軸箱のメタル焼けや主連棒太端メタルの帯熱事故に悩まされ続けた。西村勇夫はその編著書『国鉄名古屋機関区 蒸機と共に 8200～C62 まで』（私家版、1992 年）において次のように語り、あるいは関係者の証言を収集提示している（傍点及び【 】内引用者補）。

昭和 28 年頃より、技術力や材質のレベルが戦前並みになり、名古屋機関区でも C62 の名古屋－大阪間つばめ、はとの機関車キロ 400km【往復】、C57 の名古屋－湊町間キロ 350km【同】とともに D51 による準急しなの機関車キロ 353.2km【同】のロングラン仕業が行なわれるようになった(227 頁)。

C62 による浜松－大阪間の【往復】400km 高速ロングラン運転によるビッグエンドの発熱防止に【は】検修関係が心血を注いだ(188 頁)。

その保守には【機関区単独ではなく】天下の浜松工場が協力し、最高の状態で特急運転にあたっていた(263 頁)。

西村は東海道本線電化区間において急行列車を牽引した C62 に軸受帯熱事故は全く発生しておらず、浜松工場の技術レベルの高さが窺われる、と述べている(264 頁)。

然しながら、元名古屋機関区機関士 三家重俊が同書に寄せた、

名古屋機関区では、ビッグエンドの発熱は特急用 C62 準急用の C57 とこの D51 で

⁷⁴ 蒸気機関車の構造については鉄道省・国鉄のそれに限定されるとは言え、細川前掲『蒸気機関車メカニズム図鑑』が便利である。もっとも、この本は機関車工学会『略図の機関車』交友社、各年版の焼き直しらしい。

国鉄蒸機へのころがり軸受導入に対する現場の評価については川端前掲『ある機関士の回想』77、93、107 頁、参照。

蒸機乗務員による回想記の類には軸受の帯熱状況チェックや給油、対策(運転法)についての記述が散見される。拙稿「C53 型蒸気機関車試論」第 IX 章、参照。

あった(284 頁)。

との証言に鑑みるに、上記 3 つのロングラン仕業には軸受の発熱事故が付き物であったようである。とりわけ、3 番目の D51 については事故頻度絶大で、

名古屋機関区の給油担当の検査掛は、“しなの”の D51 には特に神経を使って給油を行ったが、それでも月に何回かは必ず軸焼ビッグエンドの発熱をおこして帰ってきたものだ(283 頁)。

とも、

D51 を旅客船用に使用したため、ビッグエンドの発熱等足回りの修繕が非常に多かった(320 頁)。

とも伝えられている。

中央本線の勾配区間における準急列車牽引には名古屋機関区でもコンディションの良い D51 だけが充当された。同区にて蒸気機関車の保守を統括した元検査長 西村幸雄はその良好な状態にあった D51 にき、同書に次のような証言を寄せている。

軸受の発熱も多発して、検査掛をこまらせた。私も、検査掛で給油担当をやっていた頃、2 度ほど、準急きその D51 の軸を焼いてしまった。第 4 動輪であった。戦後は、D51 の第 4 動輪の発熱が多発、それも必ず上り列車の時におこった。木曽福島から中津川まで下ってくる時によく焼けた。ビッグエンドもよく熱をもった。力行と絶気運転の差が激しい行路のため、ビッグエンドにかかる負荷の変動が熱を持つ原因ともなった。

我々検査掛も、その都度、研究チェックして、給油量をかえたりして、発熱防止につとめたが、なかなか難問題であった。

蒸気機関車の発熱関係は、ピン以外は原因不明であった。それらの防止には、各区の検査掛が、長年のカンと、経験で対処していたのであるが、蒸機全廃の最後まで、この問題は解決されなかったのである。

軸焼をおこして入区してくると、庫 5 番線に入れ、すぐに動輪をぬいて応急処置として、ボロボロになった所にホワイトメタルの肉盛をして軸とスリ合せをした。軸のほうは、技工がやすり一本で、真円に仕上げた【】この作業は、新米技工には、とても無理で、熟練を必要とする高度に工作技術が必要とされていた(294 頁)。

ことほど左様に鉄道省、国鉄の蒸気機関車はその固有かつ主要部位に用いられていた平軸受の帯熱事故に^{さいな}苛まれ続け、その状況は最期に至るまで変らなかったということである。ころがり軸受が幾分かでも導入・実用化されておれば、それを実現するだけの決断が為されておれば、かように長い苦しみの歴史は刻まれなかったであろう。

とは言え、固有位の内でも先輪および動輪軸受は通常の設計を前提とする限り、inside bearing とならざるを得ないため点検整備が不如意となり、交換に至っては輪軸の完全分解を要する。このため同部に対するころがり軸受の採用は世界的に見ても遅れ、実施例自体も圧倒的少数派に終わった。外輪 2 つ割り型の自動調心コロ軸受もこの当時から存在し

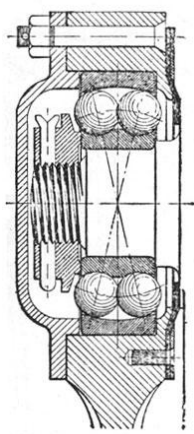
ていたかと想われるが、これなどはやはり特殊な存在でしかあり得なかったのであろう。

蒸気機関車の固有部位におけるころがり軸受化は従って負荷容量が相対的に小さくて済む弁装置の部位から始まり、軸芯の傾斜を逃がす特性の有無に係わらず、斯界の雄、SKF 社製品を用いた多くの用途開発が行われた。

返りクランクピン軸受は近代的蒸気機関車の標準技術たるワルシャート式弁装置における「返りクランク(return crank)」の先端に位置し、偏心棒(eccentric rod)を駆動する返りクランクピン部分に設けられる。ここには通常、砲金製ブッシュにホワイトメタルを鑄込んだものが用いられるが、蒸気機関車の固有部位に SKF の自動調心コロ軸受が最も早くから採用された箇所ともなった。

ワルシャート式弁装置においては軸箱の前後ガタや車体の動揺、動軸の上下動によって主動軸クランクピン先に剛結される返りクランクピンの中心線とそれ自身、撓み振れながらも機能しない台枠上の“加減リンク受け”により定められる加減リンク(expansion link)トラニオン軸中心線との平行度が常時崩される。従って両者が偏心棒で連結される際には、とりわけ蒸気圧トルクと遠心力によって自ら撓みつつ旋回するクランクピン側にこの変位(平行度の崩れ)を逃す仕掛けを持たせることが望ましい。

図 3-1 Return Crank Bearing の例(SKF)



Macaulay, *ibid.*, p.204, Fig.209.

図 3-1 はこの意を体した設計で、London Midland and Scottish 鉄道によって 1920 年代末期に先鞭が付けられたという Return Crank Bearing の概要である。開発年代的には Southern 鉄道、Lord Nelson 級単式 4 気筒機関車を参考に同鉄道が North British Locomotive Works に製造させた Royal Scot 級 3 気筒機関車に導入されたものかと想われるが、委細の程は不明である。

ともかく、軸の相互振れによる軸受へのコジリを逃す自動調心コロ軸受の適性を活かしたこの設計により、当該軸受部のガタ、軸に働く曲げ応力ならびにその結果として発生す

る摩擦損失の排除ないし低減が達成されたようである。その証拠に、以後、この理に適った構造は数多の追随者を見出すことになっている。

もつとも、史家に拠れば、Great Northern 鉄道における新型機関車開発に際し、比較試験の目的で 1905 年に試作され、結局、不首尾に終わった Vulcan Foundry 製 4 気筒複式 2B1 型機関車 No.1300 が 1917 年、気筒亀裂を機に 2 気筒単式へとリビルドされた際、H.N.,Gresley はその返りクランクピン軸受を“ball bearing”に改めるという初めての“innovation”を導入している、とのことであるから、修理を含めた場合、こちらが蒸気機関車の主要部分へのころがり軸受採用の嚆矢であったのかも知れない⁷⁵。

1920 年代末期には更に、ころがり軸受の逆転機軸軸受、逆転機ネジ軸受としての、また主連棒コネクティング・ロッド、連接棒サイドロッド(動輪クランクピン)軸受としての用途展開が模索されつつあった。ロッド回りはまた、潤滑機構がプアであったことも手伝って帯熱事故の多発部位であったから、逆転機への適用と比べればこちらの方が遥かに切実な部位であった。

その切実さは潤滑トラブルに起因するロッド回りの帯熱事故への備えとして行われた実験の態様が物語っている。広島機関庫主任時代(1914 年 2 月~1926 年 1 月)の本山邦久⁷⁶によって行われたと思しきその実験は C51 同一個体の主連棒太端、連接棒第 3 位、クロスヘッドの左右 6 箇所の油壺を空にし、トリミングも取外したサイホン管に種々の油を 1 回だけ満たし、蓋まで外した状態で同一列車を同一区間にて牽引させ、触診によって各部の温度を概測するというかなり際どい内容であった。触診などという怪しげな測定法に拠ったのは適当な温度計が無かったため、予め訓練を積んだ乗務員の感覚に委ねる他なかったためである。

片道 46 哩の試験区間の内、往路、広島→瀬野間は概ね平坦線、瀬野→八本松間は C52 なども活躍した山陽本線随一の難所、連続 6.6 哩の 22‰上り勾配区間、八本松→本郷間は緩下り勾配、本郷→糸崎間は平坦線区である。この実験や広島~柳井間 46 哩平坦区間でなされた同様の実験からも、かような不十分な状態においても軸受が正常なら油膜は保たれ、帯熱事故には到らないことが確認された。

表 3-1 広島~糸崎間で実施された潤滑制限状況下での温度測定実験結果(°F)

		車軸油	マシン油	同左 8:2	同左 6:4	同左 3:7	同左 5:5
太端	広島	68	70	70	70	70	70
	八本松	140	120	115	110	110	115

⁷⁵ No.1300 については cf. F.,A.,S.,Brown, *From Stirling to Gresley 1882~1922*. Oxford 1974, pp.97,128~129,137~138, そのリビルドならびに 1924 年の廃車については cf. ditto, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. pp.45~46,51.

⁷⁶ 鉄道省の機関庫主任クラスの管理職においては異動が数年ごとに繰返され、人事の沈滞を殊更嫌った本山などは殊更頻繁に各地を転々と廻り歩いているが、入省以後、1936 年 7 月までの遍歴については著書『見たまゝ 聞いたまゝ』(交友社、1938 年)の巻頭にまとめられている。

	糸崎	120	90	95	90	100	80
連接棒第3位	広島	68	70	70	75	70	70
	八本松	130	120	100	90	95	100
	糸崎	100	95	80	80	85	90
クロスヘッド	広島	68	70	95	75	75	80
	八本松	120	120	105	110	115	125
	糸崎	115	100	95	95	105	100
外気温度	広島	69	65	70	64	70	75
	八本松	73	65	70	70	70	75
	糸崎	74	60	73	70	66	75

本山邦久『機関車用 弁及弁装置 1931年増補改版』江島日進堂出版部、1931年、381頁、より。

70°F は 21℃、140°F は 60℃に相当。

その軸受であるが、主連接棒軸受はクロスヘッドピン軸受と主動輪クランクピン軸受とから成る。何れも直径に対する幅の比が車軸軸受より遥かに小さく、小径であることからその周速は抑えられているものの、軸受面圧は車軸軸受の約 4.5 倍にも達する。連接棒軸受に関しても傾向は同じで、その面圧は車軸軸受のその 3.5 倍ほどになる。最も使用条件が厳しい主連接棒両端の軸受は通常、半割の鉛青銅メタルに数箇所、凹所を設けてホワイトメタルを鑄込んだ構造となっていたが、D51 クランクピン軸受には表面焼入れしたクランクピンと総ホワイトメタルの受金が採用されていた。

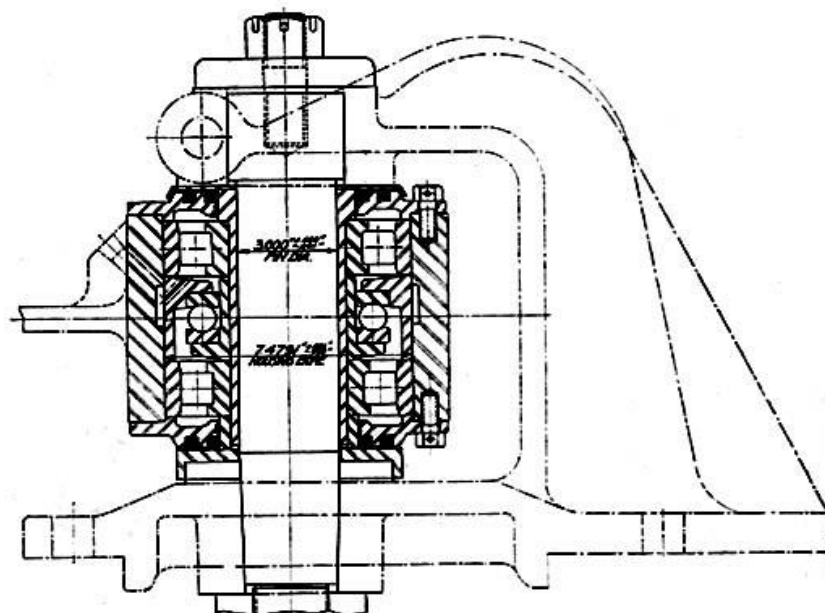
一方、主連接棒両端の軸受同様、ホワイトメタルを溝に鑄込んだ鉛青銅製ブシュが常用されていた連接棒軸受のころがり軸受化は摩擦損失の低減と平軸受の摩耗によって生ずる回転打音の排除との一挙両得的効能を期待される使用部位であった。しかし、ころがり軸受はラジアル隙間が僅少であるため、ロッドベース(中心間距離)とホイールベース(動軸間距離)との整合を期するためには動輪軸箱回りのガタを応分、つまり、徹底的に詰めてやる必要があった。これは“ロッドベースとホイールベースとの整合”が保たれねば平行四辺形の一長辺ならぬ台形の下底を固定して上底を回す按配となり、回転に円滑性を欠くことになるからである。換言すれば平軸受を用いる旧式の(標準的な)機構はガタも出易い代わりに微調整もそれなりに可能となっていたということになる。

蒸気機関車本体の車軸軸受、即ち、先・従輪ならびに動輪軸受のころがり軸受化は軸受負荷特性からだけ評価する限り客貨車用車軸軸受と大差なく、それ自体として見れば有利なこと間違いなしであったが、動輪軸受の場合、そのサイズ・動定格荷重が大きいことにも増して“ロッドベースとホイールベースとの整合”に直接係わる軸箱支持のコンプライアンスを低下させることはそれ程簡単ではなかった。これに関連する連接棒、主連接棒を含め、車軸・走り装置主要部へのころがり軸受の用途展開はおいそれとは進まなかった。こういっ

た点については後ほど、アメリカや満鉄における具体的な実施例紹介の中で取り上げられる。

弁装置に関しては既に前稿にて Gresley 3 気筒合成弁装置へのイギリス L.N.E. 鉄道と鉄道省における適用例を紹介しておいたが(「C53 型蒸気機関車試論」(2/4)、同(4/4))、ここではイギリスのそれに近い Alco の重量貨物機関車における SKF 軸受の、但し、円筒コロ軸受とスラスト玉軸受の適用例を紹介しておく。

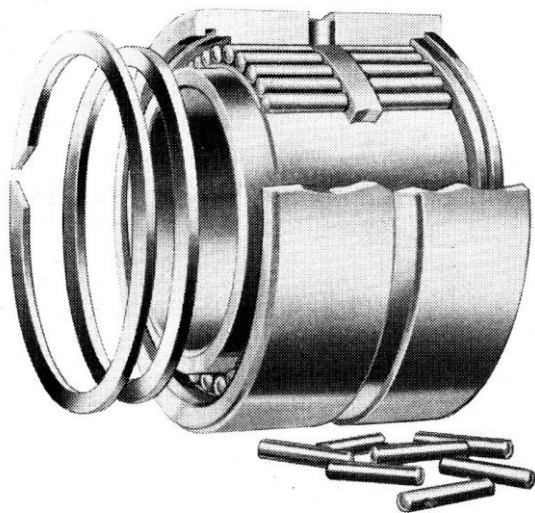
図 3-2 Alco の重量貨物用機関車における SKF 軸受の適用例



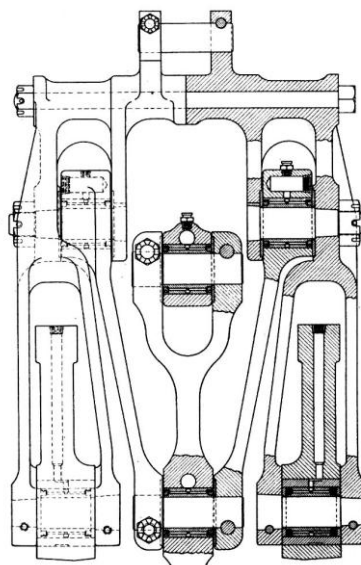
ARA *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Edition* — 1930. p.618, Fig.1362. 軸受は現地法人 SKF Industries, Inc. 製。

なお、弁装置でもロッド類は蒸気機関車主要機構における軸受使用部位としては小サイズに属し、かつ、運動も回転ではなく揺動が中心となる。従って、時代が下ると共に、かような分野に適役である針状コロ軸受の採用例が現れる。その一例たる London Midland and Scottish 鉄道、Coronation(Duchess)級(1937 年)急客機における Hoffmann 製針状コロ軸受の使用例(返りクランクピン軸受は Skefko[SKF イギリス工場]製自動調心玉軸受)については C53 を論じた際に言及しておいたが、ここでは同時代のアメリカで Walscharts 式弁装置や Baker 式弁装置に採用された McGill Multirol Precision 針状コロ軸受についての情報を追加しておこう。

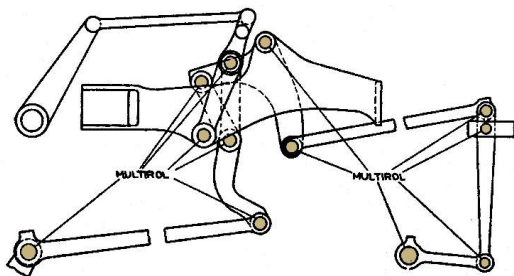
図 3-3 弁装置に採用された針状コロ軸受 — McGill Multirol Precision Needle Bearing



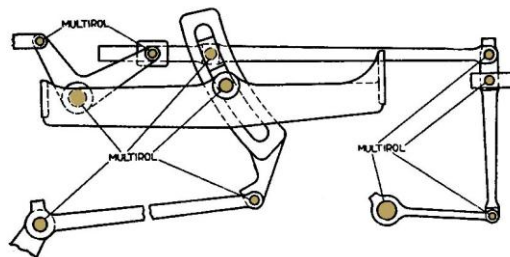
Baker 弁装置用 McGill Multirol Precision 針状コロ軸受



Baker 弁装置ベルクランクにおける使用状況



Baker 弁装置における全体使用状況



Walscharts 式弁装置における全体使用状況

A.R.A.— Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Tenth. Edition.* —1938.
pp.576 Fig.1220, 1221, p.577.

(2)からめ手からの攻勢＝蒸気機関車における総ころがり軸受化のパイオニア、Timken

クランクピン～クロスヘッドピン間、クランクピン相互間、返りクランクピン～加減リンクトラニオン軸受(ないし加減リンクピン)間の動的捩れを逃すにはよほど内部隙間が大きい自動調心機能を有するころがり軸受の採用が不可避である。この点からすれば、SKFの自動調心コロ軸受が蒸気機関車におけるころがり軸受化に先導的役割を演じたことは当然の流れであったと理解可能である。

然しながら、現実には蒸気機関車軸受の総ころがり軸受化にパイオニア的役割を演じたのは最適任と思われる SKF ではなく Timken であった。それゆえ、Timken 円錐コロ軸受の蒸気機関車への適用についてはやや詳しく紹介されねばならない。

アメリカにおいては既に 1920 年、かの“自動車王” Henry Ford が時の Timken 社長、Henry Heinzelman Timken に円錐コロ軸受の鉄道車輛への適用を志すべき旨、助言していた。もっとも、Ford Motor Company 自身の製品への円錐コロ軸受採用は 1927 年のモデルチェンジによる A 型まで持ち越されることになる。

新技術の開拓にはキーパーソンが不可欠である。Ford の助言に先立つ 1916 年、Timken にはペンシルヴァニア鉄道の叩き上げ技術者にして既に 16 ばかりの特許を取得していたツワモノ、Tracy V. Buckwalter(1880~1948)が技師長として招かれていた。彼は新しい会社で自動車用、圧延機ロールネック用などの軸受開発に従事した。そして 1925 年、技術担当副社長に昇進(1945 年まで在任)した彼は鉄道車輛への円錐コロ軸受の適用に関する真剣な検討を始める。

図 3-4 T.V. Buckwalter



Buckwalter, Roller-Bearing Service in Locomotive, Passenger, and Freight Equipment. *Transactions of The American Society of Mechanical Engineers*. Vol.56, No.1 Jan. 1934 より。

ドイツ連邦鉄道における実態については先にも若干触れたが、当時、鉄道車輛においては平軸受の Hot Box、即ち過熱による列車事故、遅延が多発しており、そ修理の手間と嵩むコストにアメリカの鉄道会社はネを上げていた。これについて大谷資利(鉄道省運輸局運転科技師)は次のように述べている。

客貨車の故障中車軸発熱事故は、その数に於て比較的多数であるし、この発熱度が嵩じて来ると、如何に強力の機関車でも無頓着に、引張つて行く訳にいかぬ、勢ひ手入れのため、列車を遅くさしたり、又は余儀なく解放をせねばならぬことに立至ることが少くない、客車では此の解放が、一番旅客に迷惑をかける、貨車でも、解放すれば、速達を要するものや、腐敗し易き貨物に対しては、輸送の目的に、支障を来す虞があるので、我国に於ても、関係検車従事員に於て全力を挙げて、之れが防止に没頭して、研究を重ねてゐる。国有後二十二年間に於ける此の事故防止の歴史を回顧すると、軸箱の構造、給油具の装置及び材料、油質並使用量等の改善研究より糸屑詰込法の訓練等多くの研鑽を積みたる結果、国有当時我国鉄道全体で一箇月当り平均車軸発熱個数は、客車に於て約九百六十個、貨車に於て約五千個位発生したのであつたが、

国有後二十二年を経過した今日では、一箇月当り客車は一個か三個位(時には皆無の月もある)貨車にあつては、一箇月百十個位に著しく減少し来つたのである。斯くの如く逐年好成績を挙げつゝあるが、米国に於ても亦此の車軸発熱防止に対し、非常に力を注いでゐる、寧ろ我国以上の注意ではないかと思はれる節がある⁷⁷。

当事者から見れば、国有化以降、著しい改善がなされたとの印象かも知れぬが、昭和のはじめのわが国においても年間 1300 件ほどの軸箱過熱事故が発生していたのであるから、事態は極めて深刻であり、広大な国土を持つアメリカにおいて鉄道関係者は一層この種の事故に神経を尖らせていた⁷⁸。

⁷⁷ 大谷資利『米国を中心とした欧米の客貨車要話』鉄道青年会出版部、1929 年、205 頁より。

⁷⁸ 平軸受装備車輛を前提とした、国鉄関係資料に所収の「車軸軸頸の温度と其の色状」なる表に拠れば、Hot Box 発生時の軸頸(ジャーナル)の状態として温度 220℃、「薄黄色」から 320℃、「黒味を帯びたる青色」までが示されている。

バビットメタル(ホワイトメタル)の融点は 230℃(この温度は軸受鋼の焼き戻し温度を超えており、これではころがり軸受材料においても硬度低下を来す)。バビットメタルが溶融すれば青銅鑄物の“台金”と軸頸とが接触することになり、温度は上昇するばかりとなる。

青銅の融点は 900℃と掲げられているが、ここまで来ると鋼材の焼入れ温度をも超えてしまう。炭素鋼は 200～300℃で最も硬く、引張強度も常温の 1.5 倍ほどになるが脆くもなる。温度上昇と共に強度は直線的に低下し、500℃になると引張強度は常温時の半分程度に、750℃を超えると何と 5%前後にまで低下する。低合金鋼でも傾向は似たり寄ったりである。勿論、ジャーナルはそこまで達する前に折損することになる(鉄道運転会(代表者 武井明通)『機関車便覧』通文閣、1943 年、210 頁、日本材料学会『機械材料とその試験法』1975 年、152～153 頁他、参照)。

因みに、'90 年代末期、JR においては平軸受を装備した老朽タンク車の軸受過熱による車軸折損→脱線事故や火災事故が 3 件続発し、その対策が強く求められた経緯がある。

無論、コロ軸受においても、頻度は低いとはいえ、潤滑不良等に起因する Hot Box は発生し得る。わが国鉄のコロ軸受装備車輛における事故例についての一般論的な参考文献には車軸発熱状態に関する種別として次のような記述がある。

呼称種別	略 号	温 度	参 考
平熱	A	40℃未満	触手出来る
微熱	B	40℃以上	触手出来るが少し温度が高い
軽熱	C	55℃以上	触手が長く出来ない
強熱	D	70℃以上	触手が出来ない
激熱	E	局部溶解、引火、もしくは発火するもの	

日本国有鉄道運輸局『故障処置の手引き(客車)』1984 年、145、224、417 頁、参照。

この機に乗り、Timken だけでなく、Hyatt Bearing(撓みコロ軸受)は斯界への進出を画策しつつあり、SKF Industries, Inc.も進出の機を窺っていた。大谷はこの状況、とりわけTimken 円錐コロ軸受の使用状況について、次のように述べている。

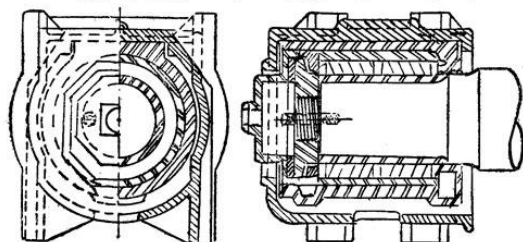
客車の車軸軸頭に、ローラーベヤリング(Roller Bearing)を装置することが、数年前から採用されて居る。現今北米合衆国に於て、使用して居る者は、次の三種のものであつて、何れも急行旅客列車用客車の一部に、使つてゐるが、使用後六ヶ月乃至一年位の経歴のものが多いから、その耐久力等に対する成績は不明であるが、ジャーナルフリクション^{ママ}は、普通の軸承装置に較べて少ない、従つて車軸の発熱は一箇も発生したことはないので、試験の結果は、良好であると云ふて居る。

ローラーベヤリングの種類

- | | |
|----------------------|---------------------------------------|
| 一、ハイエット式ローラーベヤリング | (Hyatt Roller Beari ^{ママ} ug) |
| 二、エス、ケー、エフ式ローラーベヤリング | (S. K. F. " ") |
| 三、ティムケン式ローラーベヤリング | (Timken " ") |

ハイエット式ローラーベヤリングは第二十三図の如く各ローラーに、弾機の作用があつて、一見すると、油道のために溝を作つたやうな形状をしてゐる、之れは、アチソンサンタフェ鉄道会社に於て採用されて居る。

(第二十三圖) ハイエット式ローラーベヤリング



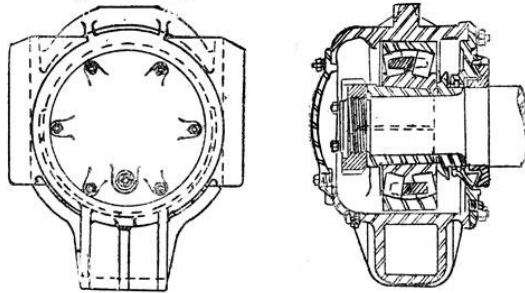
【引用者補：複列のコロは同じ巻き方向に描かれているが、逆巻きとするのが普通である】

エス、ケー、エフ式ローラーベヤリングは第二十四図のやうな構造で、ペンシルヴェニア鉄道会社に於て、採用してゐるのであるが、ローラーが、ビール樽のやうな形状をしている。

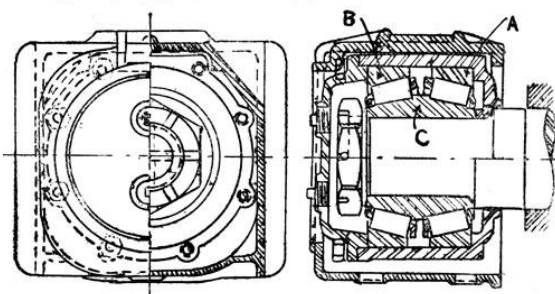
Hot Box が発生した際の処置は、「列車から解放する。但し発熱の状態により運転可能と認めた場合は運転継続する」と述べられている。しかし、“誤魔化しが効く”という点においては平軸受の方がマシで、ころがり軸受の場合、一旦、不具合が生ずると、騙しだまし使える余地は少ないようである。実際、コロ軸受装備の JR コンテナ貨車においても軸受の潤滑不具合による過熱→車軸折損→脱線事故が 1996 年(信越本線)および 2000 年(津軽海峡線)に発生している。

2010 年 3 月に発生した新幹線電車の駆動装置用ころがり軸受の損傷事例については後に言及されることになる。

(第二十四圖) S. K. F ロールーベヤリング



(第二十五圖) ティムケン式ロールーベヤリング



ティムケン式ロールーベヤリングは、第二十五図のやうな構造で、S. K. F. 式に、よく似て居るが、ロールーは円筒形に近き截頭円錐形である。これが装置方は、先づ軸箱の奥に A のリングを、五噸以上の圧力にて圧入し、次にロールーの装置せる C 環を置き、前方に B リングを五噸以上の圧力にて、嵌入して組み立てたるものと【を】、三十五噸以上の圧力で、軸鏝を取外した軸頭に、嵌入したる後、六角ナツト形の軸鏝を、捻じ込み、押しネジを施して、鏝の弛緩を防止するのである。そして此ベヤリングの給油には、グリース或は濃厚なる車軸油を使用して居る、此式は主としてシカゴミルウオーキー鉄道及プルマン会社の客車に採用して居る。

以上三種のロールーベヤリングは、今尚比較試験時代であつて、油は三ヶ月又は六ヶ月毎に、取替へてゐるやうである。

シカゴミルウオーキー鉄道に於て、普通の軸箱給油装置と、ロールーベヤリングとの抵抗比較試験を施行した、その成績によると、ロールーベヤリングは、普通の給油装置に較べて、列車引き出しの際に於ける抵抗が、約 $\frac{1}{7}$ 位である。

ティムケン式ロールーベヤリングの代価は、ジャーナルの大きさ($4\frac{1}{4}$ " \times 8")用で、一組三十弗であるが、軸箱、軸承金及ロールーベヤリング一式なれば、一組四十九弗位である。斯くの如く、ロールーベヤリングは米国鉄道に於ては、試験時代で、之れが使用数は、余り多数ではなく、目新しいものであるが、欧州に於ては、既に数年来客車に使用し、独逸鉄道の如きは、最も熱心に試験を継続してゐるのである(【】内引用

者)⁷⁹。

引用中にも若干、触れられているように、当時から鉄道車輛車軸用ころがり軸受界においては停車中における漏洩が僅かであり、また運転中においても高速走行時に油が攪拌される場合ほどの温度上昇・蒸発→蒸気圧上昇を伴わないために漏洩の心配が少なく、軸箱設計が容易となり、かつ、その密封性を高め易く、長期ノータッチで使用可能であるグリース潤滑法採用への動機が働いていた。問題の一端は、言うまでもなく、そうした使用条件に耐える鉱物性グリースそのものの開発に在った。もっとも、Timken 等における実績と SKF の手口とを比較するに、この点においてアメリカはヨーロッパの後塵を拝していたようである。

鉄道車輛用車軸軸受として使用されたグリース潤滑式 Timken 軸受に関して筆者が知り得た最初期の紹介例も、実はドイツの“リンケ - ホフマン”で設計された(?)低速車輛用軸箱のそれである(図 3-5)⁸⁰。

1927 年に出版されたヘールの書に示されている当該軸箱はプロポーション的には後掲図 10-1 の軸受と図 10-3 の AAR 標準円錐コロ軸受の中間と言える単列円錐コロ軸受の「背

⁷⁹ 大谷同上書、39~42 頁、より。この辺りの展開や掲載図は中村良蔵前掲「鉄道車輛用ローラーベアリング」と同じであり、共通のタネ論文の使用の痕が窺われる。

当時 GM の Hyatt 事業部が得意としていた撓みコロ軸受については『鉄道車輛工業と自動車工業』97~118 頁、参照。1930 年代はじめ、アメリカの鉄道車輛において「ハイアット、チムケン、エス・ケイ・エフ」が平軸受の牙城を蚕食しつつあった状況については大竹三七郎「米国に於ける客貨車の検修掃除と其の設備に就て」(『業務研究資料』第 18 巻 第 3 号、1930 年)、後藤猛・横田胤敏「客貨車」(『鉄道常識叢書 第九編 客貨車』鉄道研究社、1935 年、所収)1-119~1-121 頁、などをも参照。

なお、Hyatt 事業部も流石に 1930 年代の後半ともなれば撓みコロ軸受を放棄し、中実円筒コロ軸受へと転換するに到ったようである。*Engineering*, Jan. 15, 1932. p.66 には熱処理された特殊帯鋼製コイル(逆巻き・複列)を有する Hyatt 軸受が紹介されている。これは在英法人、Messrs. Delco-Remy and Hyatt, Ltd. の製品と記されているが、恐らく製造自体はアメリカでなされたもので、鉄道車軸用 Hyatt 撓みコロ軸受の最終形態を示す例であろう。

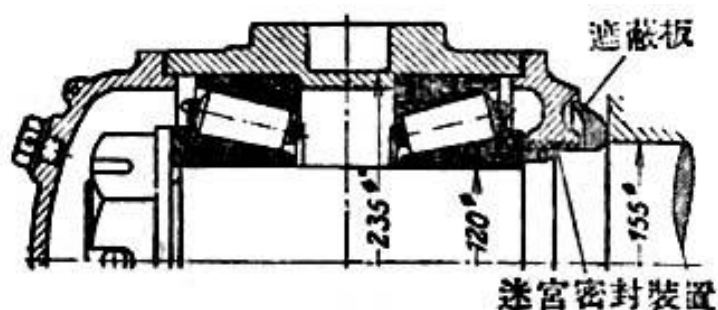
因みに、A.R.A.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedic of American Practice Tenth. Edition. 1938*においては Hyatt 撓みコロ軸受に関する記述は皆無となっている。ただ、誠に遺憾ながら転換の正確な時期は不明である。

また、1933 年、特急“あじあ”実現へ向け、欧米の客車構造および空調技術調査に出かけた満鉄車輛設計主任技師、市原善積の証言も興味深い。市原『満鉄特急あじあ号』原書房、1976 年、39 頁、参照。

⁸⁰ Linke-Hofmann-Busch GmbH はブレスラウの鉄道車輛メーカーで、現在は Alstom(仏)グループの Alstom Transport Deutschland GmbH となっている。

面組合せ」方式であったが、最高速度 60km/h、荷重 10t とあるから、上述の事情と照し合わせるに、恐らくは貨車用の平軸受代替モデルだったのであろう。

図 3-5 グリース潤滑のリンケ - ホフマン製 Timken 軸受



ヘール前掲『球及びころ軸受』92 頁、第 170 図。

この著者はアキシヤル隙間調整ナットについて「この軸受に用いられてゐる菊ナットの製作は困難である」と述べると共に、「グリースを充填することの出来る迷宮密封装置の外に遮蔽板を用いてゐる事は注意すべきであつて、之は米国に於て鉄道車輛用としてティムケン軸受を使用して見た経験に基づいて作られたものである」と結んでいる。この遮蔽板は遠心力を利用して水などを撥ね飛ばし、軸受内部への侵入を阻止するモノで、一種のスプラッシュ・リングである。

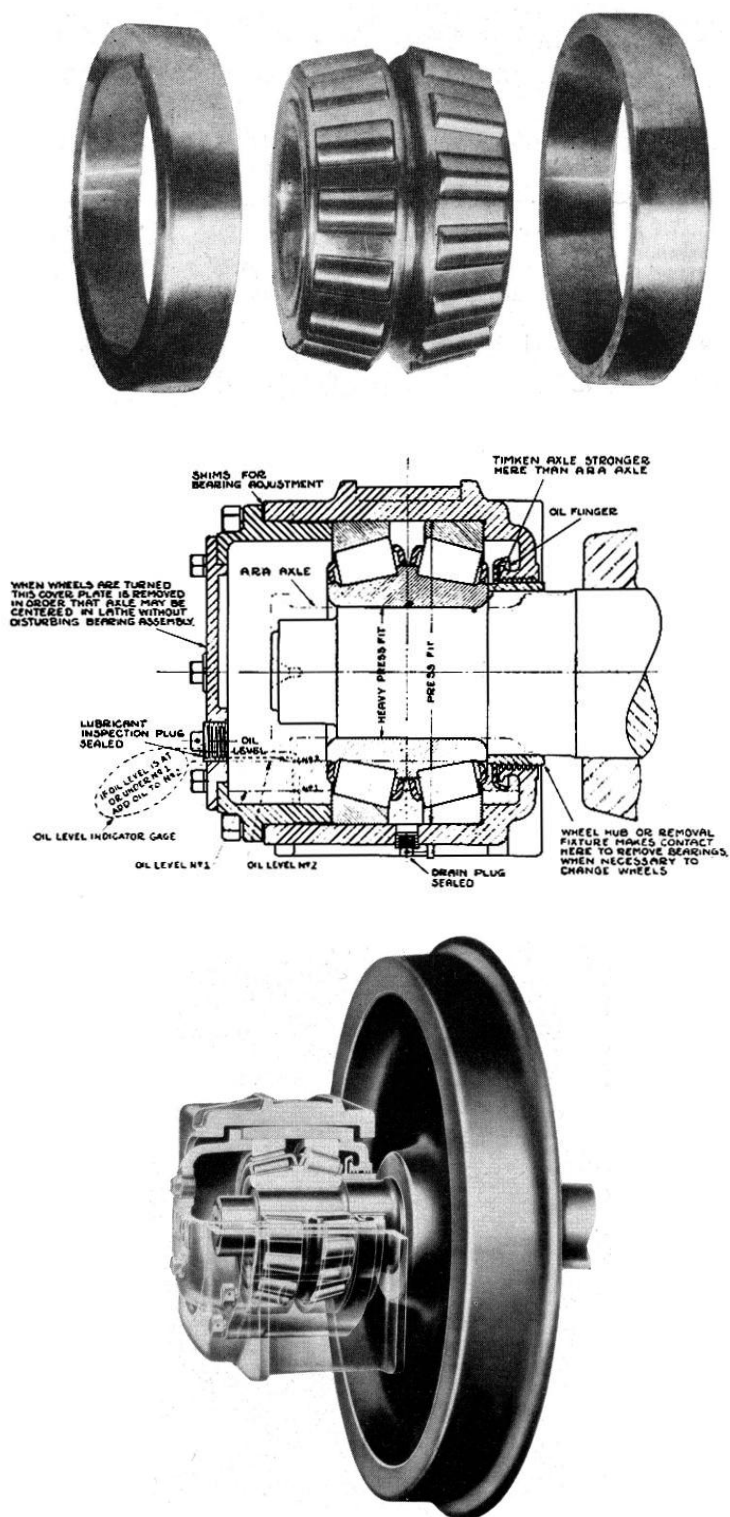
もともと、アメリカにおける鉄道車輛用グリース潤滑ころがり軸受の出遅れが技術的後進性の現れであつたと考えられるべきではない。現に、小径であるとは言え、自動車の足回りの軸受などにおいてはグリース潤滑が普通であつた。当時、アメリカ鉄道界においては重量貨物列車の牽機を足の遅いマレーから大形高速の単式 E 型機へ、更には 3 気筒機関車へとシフトさせる趨勢が顕在化していた。この高速化傾向の真っ只中、グリース潤滑型ころがり軸受を装備した低速貨車などというシロモノを新たに開発する機運は今一つ盛り上らなかったものと想われる。我々はグリース潤滑ころがり軸受の許容速度(回転数)に関する不安ないし不満から油潤滑方式が選好されるという局面がその後、幾度となく繰返され、かつ克服されて行く経緯を知ることになるであらう。

図 3-6 は大谷が紹介している内外輪をそれぞれ軸ならびにハウジング(軸受箱)に何のクラクリも用いることなく「直接圧入」する取付方式の Timken 客車車軸用ニール型円錐コロ軸受・軸箱の使用状況である。その潤滑法は勿論、油潤滑であつた。分類上、この軸受は「内輪一体型複列内向き軸受」と呼ばれる⁸¹。

図 3-6 1927 年頃の Timken 鉄道車輛車軸用円錐コロ軸受 : Single Box Railway

⁸¹ 「内輪一体型複列内向き軸受」の意味については第 5 章 第 1 節で改めて記述する。

Application



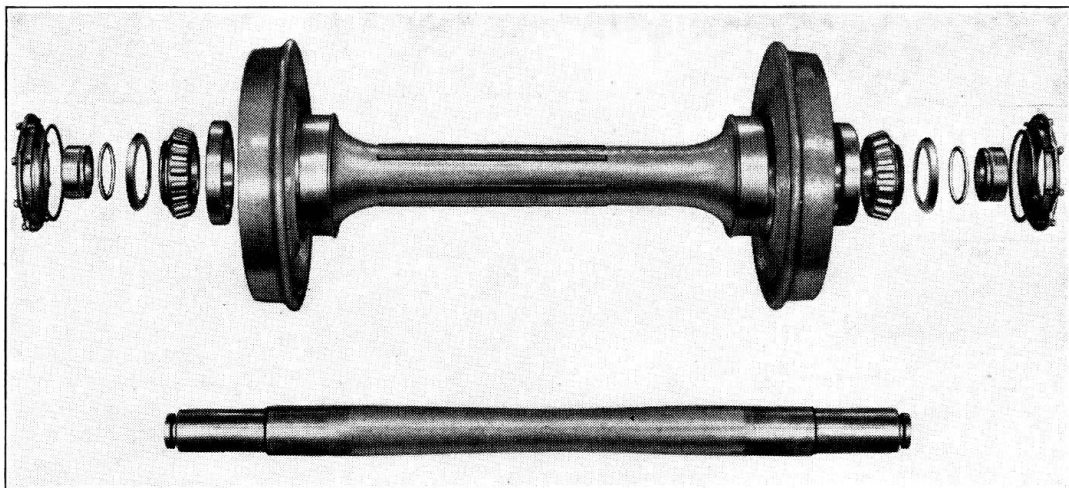
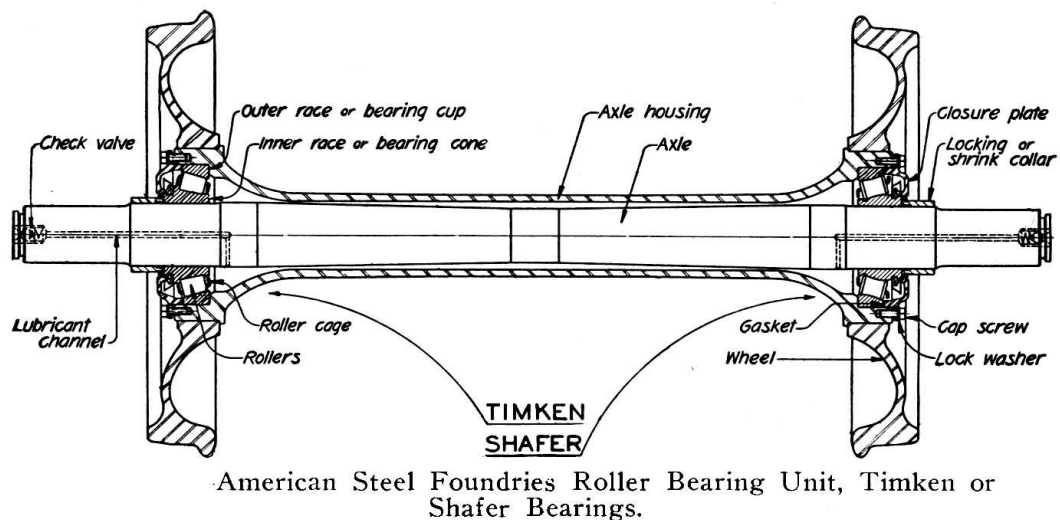
ARA *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Edition* — 1930. p.776, Fig.1905, p.777, Fig.1909, ARA *Car Builders' Cyclopedia of American Practice Thirteenth Edition* — 1931. p.850, Fig.2461, 最後のものは『日本精工五十年史』340 頁、図 69 の元図らしい。

アメリカころがり軸受メーカーの中でこそ、頭一つ抜けた存在と形容され得たものの、Timken は決して世界の鉄道車輛車軸軸受のころがり軸受化におけるパイオニアではなかった。その Timken に在って Buckwalter は乾坤一擲、圧倒的に両数の多い貨車への円錐コロ軸受の市場開拓に打って出た。

実は、当時、アメリカにおいては Chicago の American Steel Foundries によって死軸と活軸とを組合わせた奇妙な油潤滑式コロ軸受応用車軸が提案されていた(図 3-7)。円錐コロ軸受のこのような用い方は「背面取付」と呼ばれ、軸の支持剛性が高いのを特徴とする。

また、活軸をハウジングとしたこの車軸の構造はラジアル荷重のスラスト分力を左右で帳消しにする必要に応えたものであるが、軸受組付精度・支持剛性の保証と油漏れ箇所最少化をも狙ってのことか、と思われる。

図 3-7 American Steel Foundry のコロ軸受ユニット

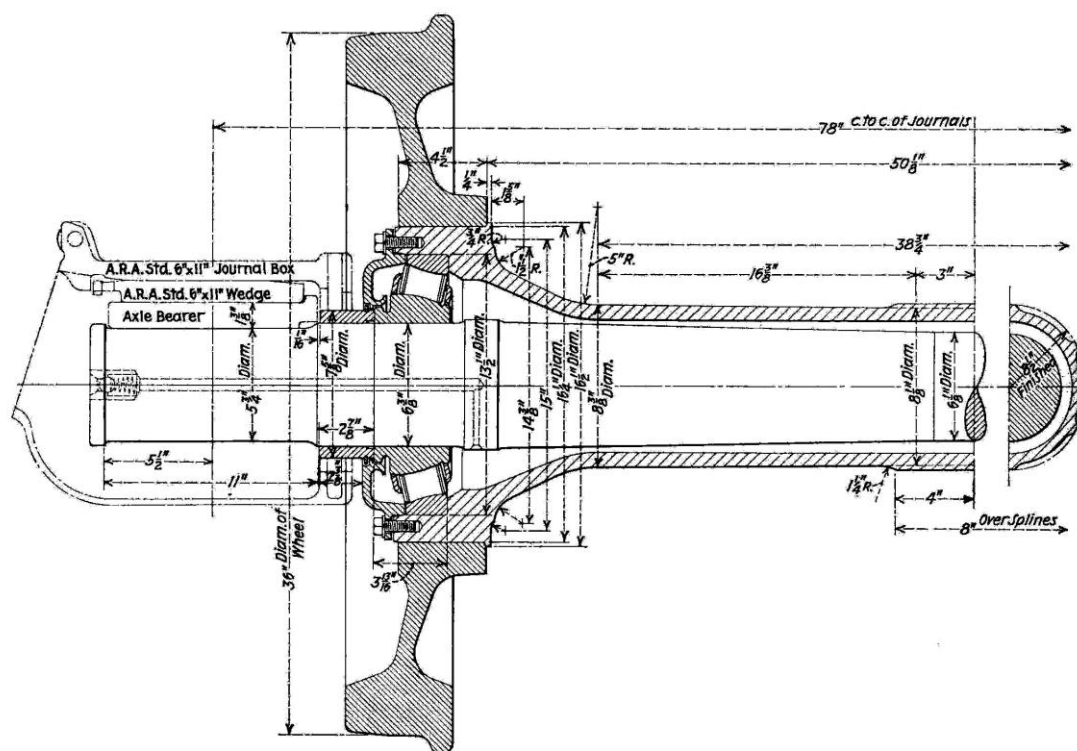


ARA Car Builders' Cyclopedia of American Practice Thirteenth Edition — 1931. p.842, Fig.2438,

写真の方は Timken 円錐コロ軸受の採用例であるが、断面図には軸受として Timken の軸受と鼓型コロを用いる Shafer Bearing Co.の自動調心円錐コロ軸受の採用例が示されている。勿論、この両者が混用されることは無かった。

鼓型コロを有する **Shafer Bearing** の自動調心円錐コロ軸受などというのはゲテモノの極みであるから本筋からは逸れるが、ヨリ詳細な図を掲げておく。

図 3-8 American Steel Foundry のコロ軸受ユニットにおける Shafer Bearing Co. の自動調心円錐コロ軸受の採用例



A.R.A. *Car Builders' Cyclopedia of American Practice Thirteenth Edition — 1931.* p.842,
Fig.2440.

A.R.A.標準軸箱は死軸の端を拘束するだけの機能を担わしめられている。

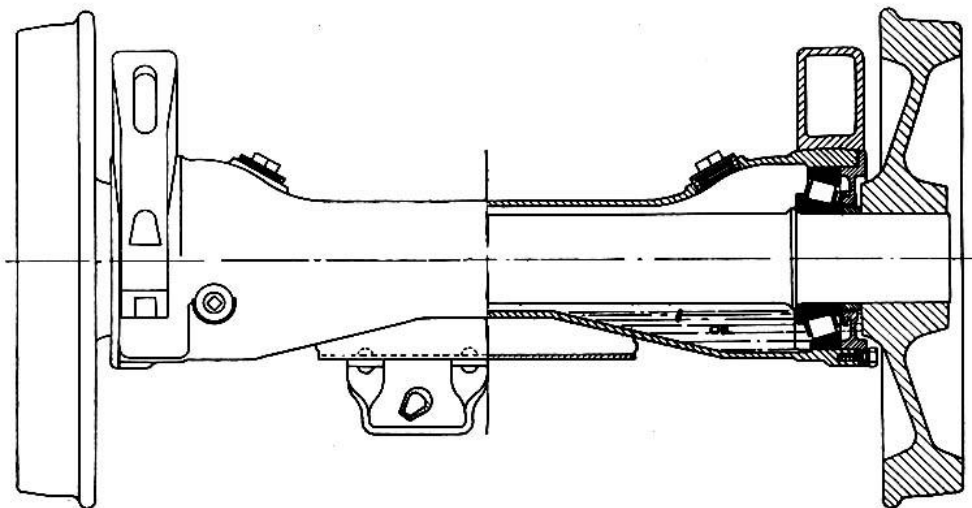
量的な把握は出来ていないが、この ASF 輪軸はアメリカにおいて客車のみならず蒸気機関車の炭水車にも電気機関車の先台車にも適用例を見出していた。

これに対抗するかのように、Buckwalter は inside bearing を持ち、ASF 輪軸における死軸と活軸との関係をひっくり返したような輪軸ユニットとボギー台車を設計し、American Car and Foundry Company に製造させた。Timken 台車のような inside bearing 方式はフィラデルフィアの J.G.Brill Co.によって多くのガソリン動車に採用され

ていたとは言え、かなり異端と形容されるに足る設計であった⁸²。

円錐コロ軸受の遣い方も ASF とは逆に、「正面取付」となっている。軸の支持剛性は「背面取付」に劣るが、軸芯の狂いに対して寛容なのがその特徴である。ハウジングは固定で、その内部に蓄えられる油の量は ASF のモノより一層多くなっている。

図 3-9 Timken の inside bearing 式貨車用輪軸/ハウジング/サイドフレーム・ユニット



ARA *Car Builders' Cyclopedia of American Practice Thirteenth Edition* — 1931. p.852, Fig.2468.

ハウジングの機能は A.S.F. のユニットの場合と同じである。

この台車は幅が狭い分、車軸も台車の横梁(クロスメンバ)も短くなるため軽量で、貨車 1 台当たり例えば 3 t ばかりの軽量化が可能となり、これによって応分、ペイロードが増大した。更に摩擦低減による効果が当然、計上された。これらから生ずる利得はイニシアル・コストの増分を補って余りあったという。

しかし、北米鉄道貨物輸送網にあつて貨車はあらゆる鉄道に相互乗入れするため、個別鉄道会社の投資の果実は応分の“ただ乗り”を生む。鉄道会社はかような設備投資には二の足を踏んだ。

結局、新型台車の効果実証は“ただ乗り”発生の恐れのない客車を用いてなされた。1926 年、シカゴ・ミルウォーキー&セント・ポール鉄道は Timken、Hyatt、SKF に台車の競争試作を行なわせ、Timken の新型台車が勝ち残った。Buckwalter の新型台車は 1927 年 5 月就役の“Pioneer Limited”用の客車に採用された。新型台車を履いた“Pioneer Limited”用客車においては滑らかな発進と Hot Box の排除が実現し、同じ機関車で 12 両ではなく 21 両を牽引することが出来た。同社は最初の編成が実用化試験中に早くも Timken ベアリ

⁸² Brill の製品群については cf. I., Franco and P., Labryn, *Intrrnal-Combustion*

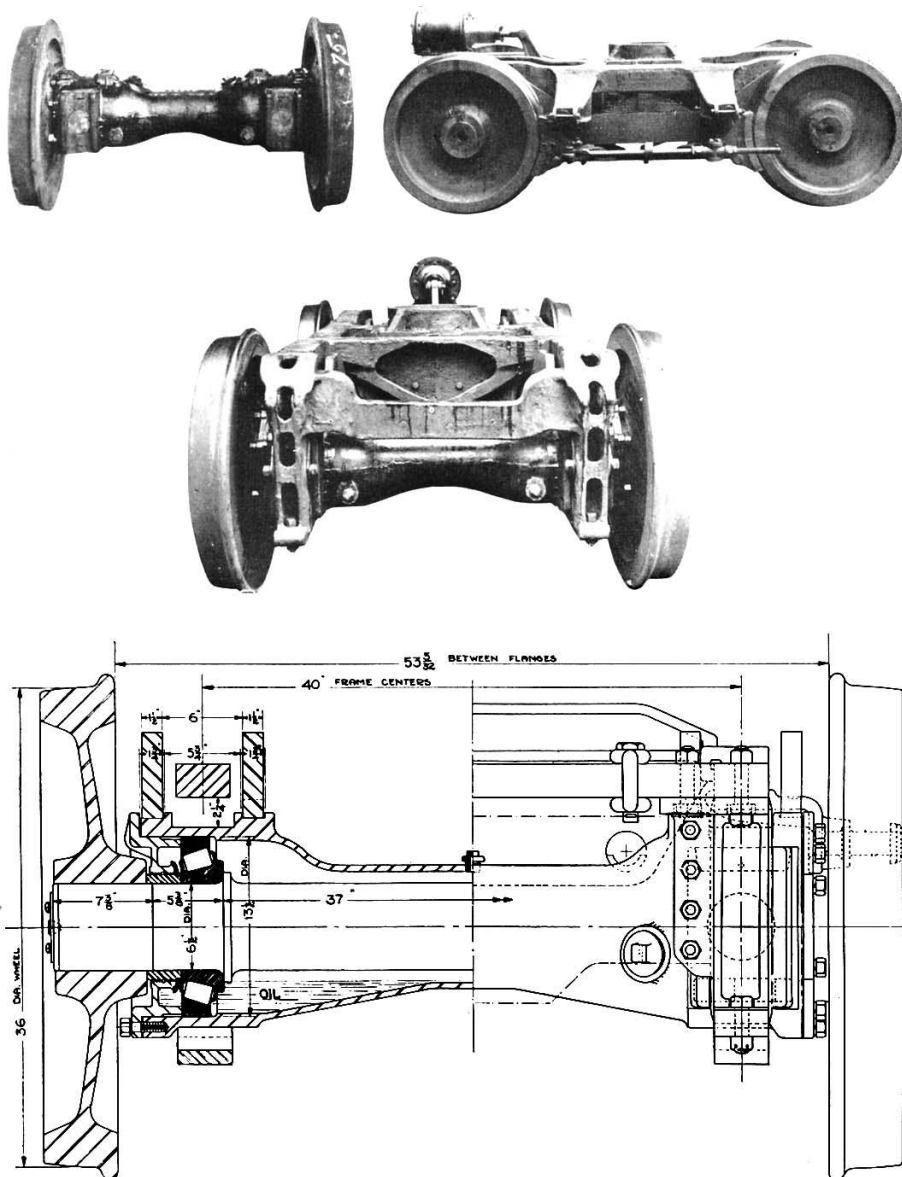
ングを inside 装備した台車を履く 130 両の Pullman Car の発注を即決した。

然しながら、Timken 側としてはあくまでも数において遥かに優る貨車への適用を本命視していた。この志向は恐らく、SKF や Hyatt、更には Mo 鋼製中実コロの表面に螺旋溝を切り、油の循環を促すという擬似 Hyatt 的軸受＝Fafnir-Melcher コロ軸受で知られていた Fafnir Bearings Inc.などによっても共有されていたと思われる。

Buckwalter の偉大さは、ここで上述の事情に鑑み、からめ手よりの攻勢、即ち蒸気機関車のころがり軸受化を企画し、大成功へと導き、最終的にその志を全うしたばかりか、21 世紀の標準技術への途さえ拓いたことにある。

先ず、上述した inside bearing 装備のボギー台車は蒸気機関車においては直ちに“engine trucks”（先・従台車、多くは前者）への応用が可能である。その例を図 3-10 として掲げる。

図 3-10 Timken 円錐コロ軸受の“engine truck”＝先台車への応用例



ARA *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Edition* — 1930. p.775, Fig.1903, 1904.

因みに、先台車への応用例は Hyatt 撓みコロ軸受や SKF 自動調心コロ軸受においても見られたが、前者においてはアルキメデス・ポンプ様の潤滑が謳われていたからか、軸受箱は左右別個であった。SKF の場合にも軸受箱は左右独立であった。SKF の例については後述する。

蒸気機関車へのころがり軸受導入に際して最も高いハードルをなしたのは無論、大軸重と駆動負荷を受持つその動軸への適用であった。動軸軸受としては通常、砲金製受金の内面にホワイトメタルを鑄込んだ「U」状のモノを一对、各動軸のジャーナル部に跨らせる構造が採用される。この軸受を有する軸箱をころがり軸受装備の軸箱に交換するという試みを実行に移すには鉄道会社の手で改造・試験を実施して貰う以外にまず方途はないと考えられていた。しかし、2年間の観察期間を通じて、動軸以外に Timken 軸受を装備した

蒸気機関車が 30 両以上、整備されるに及んではいたものの、鉄道会社による蒸気機関車動軸軸受の主体的な転がり軸受化改造を待つなどという待機戦略など百年河清を待つに等しい行為であるという命題の確からしさが判明した。

そこで Buckwalter は Timken 自身がその目的のための機関車を製造すべきことを進言した。1929 年、この大胆なプロジェクトはスタートした。Buckwalter は試作車が客貨両用機関車たるべきことを主張した。彼にはそれが将来の蒸気機関車の主流となるという読みと、それが軸受の幅広い条件下でのテストにうってつけであるとの判断があったからである。

車軸配置 2D2、動輪径 731n.(1854mm)、動輪上重量 111.4t の設定時に 235 lbs/in²(16.5 kg/cm²)、同 119.6t の設定時に 250lbs/in²(17.6kg/cm²)の蒸気圧を発生するサーミック・サイフォン付ボイラを有し、最大有効出力(Drawbar Horsepower)4600 馬力を誇る堂々たる試作機関車は American Locomotive Company で建造された。足回りにはアメリカの蒸気機関車としては珍しく、クロス・バランスングが採用されたが、これはコロ軸受の特性を活かして高回転化を図りたいという意図あつての設計であつた。また、加速性能、上り勾配での牽出し能力を高めるため、2 軸従台車の第 2 軸には Franklin Railway Supply Company 製のブースターが装備された。

試作機関車にはエンジン部分に International Nickel Company 製の Ni 合金鋼ロッドや中空ピストン棒、Union Steel Castings Company 製の熱処理された鋳鋼製クロスヘッド等が奢られ、主要運動部の軽量化に貢献した。Timken の意気を感じたものと見え、総計 52 の機器メーカーが 2 年間の実証試験の後、機関車に買い手が付くまでは代金支払い猶予の条件で部品の供給に協力したと伝えられている。

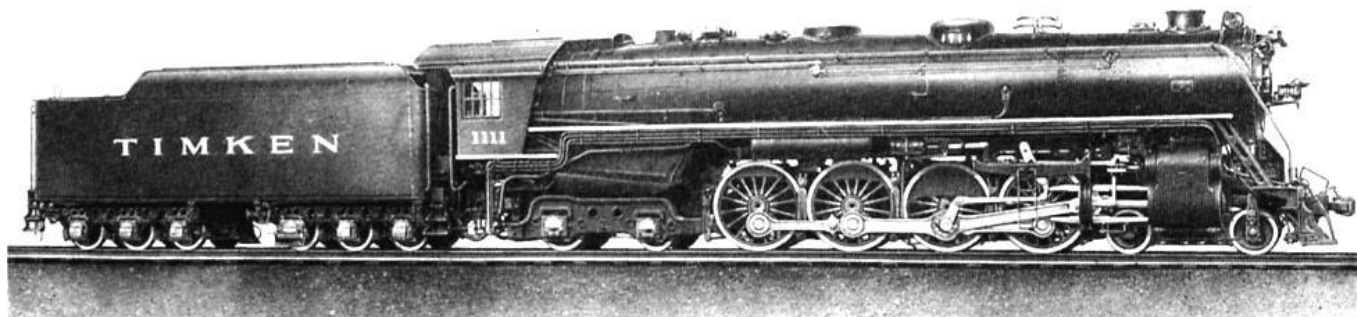
車軸には炭素 Va 鋼材が採用されるなど革新的技術が盛り込まれた。この車軸用鋼材は間もなく陳腐化し、Cr 合金鋼等に道を譲ることになるが、当時は高強度ではあるものの、平軸受装備の機関車に採用して Hot Boxに見舞われると熱による著しい強度低下を来すことが恐れられたため、採用を手控えられていた積年期待の低合金鋼であつた。

Timken の円錐コロ軸受は総ての車軸とブースターのクランク軸主軸受ならびにアイドラー・ギヤ軸受として用いられた。先輪と動輪の軸受は左右に単列円錐コロ軸受を各 1 個配する如上の構成であつたが、従台車軸受と炭水車軸受は A.R.A.標準平軸受を直接代替するために組合せ軸受が採用された。先輪の軸受けについては不詳ながら、動輪、従輪、炭水車軸受としては図のように単列円錐コロ軸受の「背面取付」や「背面組合せ」、「Quad」4 列円錐コロ軸受が採用された。また、ブースターのクランク主軸受には復列軸受が 2 個、アイドラー・ギヤにはそのハブに “Quad” 軸受が圧入されていたようである。

1930 年 4 月、ダーク・グリーンに金色のストライプといういでたちの新機関車が ALCO のニューヨーク州、スケネクタディー工場で落成した。公式名称 “TRBX 1111”、通称 “Four Aces” がそれである。この試作機関車の運転室には性能の優位性を直ちに実証出来るよう、多くの計測機器が搭載されており、当然ながら、あらゆる鉄道会社幹部はコトの成り行き

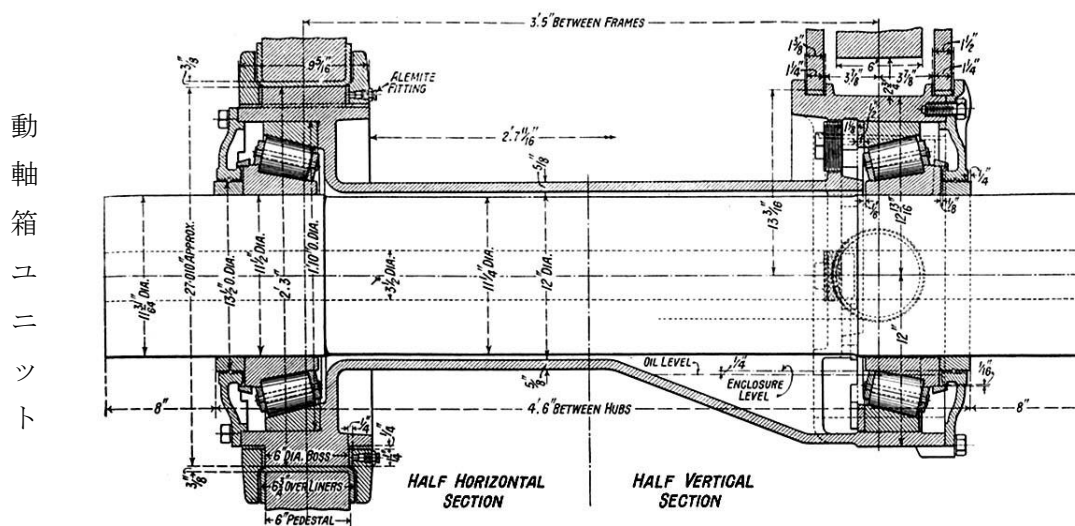
を注視した。

図 3-11 Timken “TRBX 1111”、通称 “Four Aces”



A.R.A.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Edition* — 1930. p.777, Fig.1908, ditto, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Tenth. Edition*—1938. p.703 Fig.13 (炭水車に小改造)..

図 3-12 試作機関車 “TRBX 1111 Four Aces” の軸箱



Technical drawing of a mechanical assembly, showing a cross-section of a frame, bearings, and a wear plate. The drawing includes various dimensions and labels:

- FRAME**: The upper structure of the assembly.
- 6.5 CRS. OF BEARINGS**: Six and a half cross-sections of bearings.
- WEAR PLATE**: The lower structure of the assembly.
- OIL LEVEL**: Indicated by a dashed line on the left side.
- 5.2 OVER HUBS**: Dimension indicating the clearance over the hubs.

Dimensions (inches):

- Overall height: 13"
- Distance from top to oil level: 11 1/2"
- Distance from oil level to bottom: 12 3/4"
- Top width: 7 3/4"
- Top edge offsets: 1/4", 1/4", 1/8"
- Bottom edge offsets: 3 1/8", 2 1/2", 8 1/2"
- Internal dimensions: 1 1/2", 2 3/8", 4 1/8", 10 DIA., 6 3/8 DIA., 7 1/8", 1/4"

最下段の複列内向き円錐コロ軸受 2 個セットに見える軸受は“Quad”鉄道軸受と呼ばれるもので 3 分割の内輪を有する 4 列コロ軸受である(後掲図 10-2、参照)

“Four Aces”は1930年5月14日に就役、先ず、ニューヨーク・セントラル鉄道にて貨車125両からなる列車の牽き出しに成功。Buckwalterの古巣、Pennsylvania鉄道では6月、総重量355tを超えるこの機関車を平坦線で3人の男性にロープで牽き出させるテストに成功した。8月7日には下り緩勾配線上でハイヒールを履いた3人の若い女性による牽き出しというデモンストレーションまで実行されている。

以後、Timken “Four Aces” は総計 14 の鉄道会社の手で試験された。意図的に列車を遅延させた上、回復運転させての高速テスト、長距離運転、勾配路線……、“Four Aces” はその全てに素晴らしい成績を残し、合わせて軸受メンテナンスの容易さを実証した。

厳冬期、氷雪にまみれたその軸箱の写真は鉄道車輛における Hot Box からの解放を象徴する情景であった。

図 3-13 氷雪にまみれた“Four Aces”の車軸回り(A：先輪、B：動輪、C：従輪)

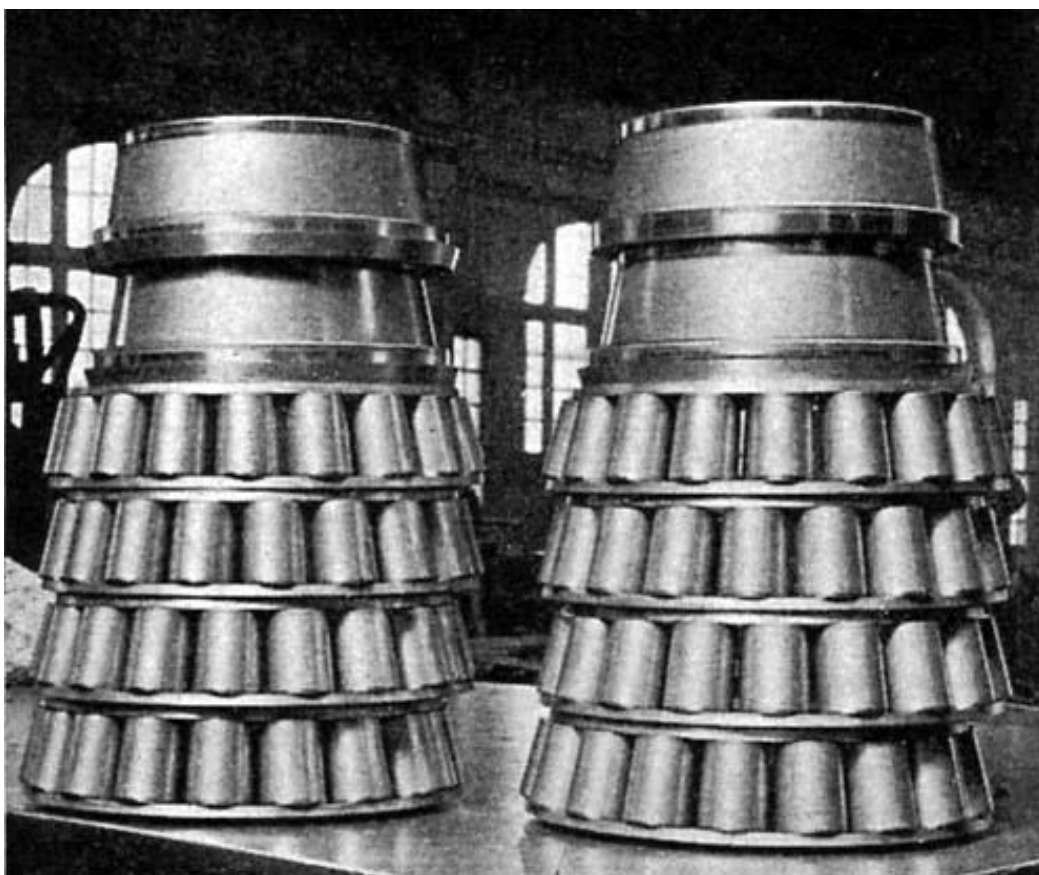


Buckwalter, Roller-Bearing Service in Locomotive, Passenger, and Freight Equipment. *Transactions of The American Society of Mechanical Engineers*. Vol.56, No.1 Jan. 1934, Fig.8.

14 の鉄道会社で 120,000 マイルの試験就役後、この機関車や客車の全可動部分にはほとんど故障が無かった。摩耗もごく僅かであった。燃料・水消費はころがり軸受非装備の同等機関車に比べ、低位であった。整備並びに潤滑剤のコスト削減は軸受のイニシアル・コストをほぼ 1 年でカバーし、その時点において軸受には動軸でなお 3 年、他の部位では 6 年の余命が期待出来た⁸³。

図 3-14 2 年間、119,600 マイル走行後も健全な状態に在った“Four Aces”の動軸軸受

⁸³ cf. Experimental Locomotive Fitted with Roller Bearings. *The Railway Engineer*. June, 1931, T.V.Buckwalter, Roller-Bearing Service in Locomotive, Passenger and Freight Equipment. *Transaction of American Society of Mechanical Engineers*. RR-56-1, Jan., 1934.



Buckwalter, Roller-Bearing Service in Locomotive, Passenger, and Freight Equipment. *Transactions of The American Society of Mechanical Engineers*. Vol.56, No.1 Jan. 1934 より。

1933 年 1 月 2 日、“Four Aces”は Northern Pacific 鉄道に買い取られ、*North Coast Limited*の牽引に投ぜられた。

大恐慌という逆風下、果敢な技術的挑戦を仕掛けた会社の勇気と“Four Aces”の著しい成功は産業界に希望を与え、会社は非自動車部門への大展開を勝ち取った。Buckwalter は鉄道車輛にころがり軸受を応用した功績により、1940 年代に伝統ある Franklin Institute より Henderson Medal を授与された。もっとも、貨車の軸受を制圧したいという彼の夢の実現は、より安価な標準円錐コロ軸受が開発され、広く普及する 1950 年代に持ち越されることになる。後刻、我々はそのことについて、わが国への波及を通じて知ることとなるであろう。

なお、先にも述べたように、蒸気機関車は走行中、軸箱の前後ガタや車体の動揺、車軸の上下動によりクロスヘッドピン中心線とクランクピン中心線、各動輪クランクピン中心線相互間、加減リンク・トラニオン軸中心線と返りクランクピン中心線等々、各ピン・軸類の中心線の平行度に関して構造上不可避な動的逸脱を絶え間なく発生させる。また、クランクピンは蒸気圧トルクと遠心力を受けてそれ自身、撓みながら振れ回る。

それ故、各ピン・軸類が主連棒、連接棒ないし偏心棒で結ばれ、かつ内部隙間の小さい軸

受が関節部に用いられる際にはこの変位を逃す機構を仕組むことが望ましい。この点、自動調心コロ軸受は撓みコロ軸受などという怪しげなモノより遥かにポテンシャルが高く、円錐コロ軸受よりもより遣い易い要素技術である。

この点を危惧したためか、“Four Aces”のロッド回りにおいては残念ながら円錐コロ軸受ではなくフローティング・ブシュが用いられた。円錐コロ軸受の貨車への適用を主眼とする Buckwalter の狙いからすれば、この優先順位付けは当然であった。主クランクピン回り、即ち主連棒太端軸受、連接棒第2軸受には通常フローティング・ブシュが用いられており、連接棒第1, 3, 4軸受としてはロッドに軸受鋼製ブシュが圧入され、その孔の内面は動軸間距離にほぼ等しい半径を有する樽状(球面)に加工され、その内部にクランクピンを抱くための円筒孔を穿たれた青銅製樽状フローティング・ブシュが仕込まれた(当然、それは半割であらねばならなかった筈である)。

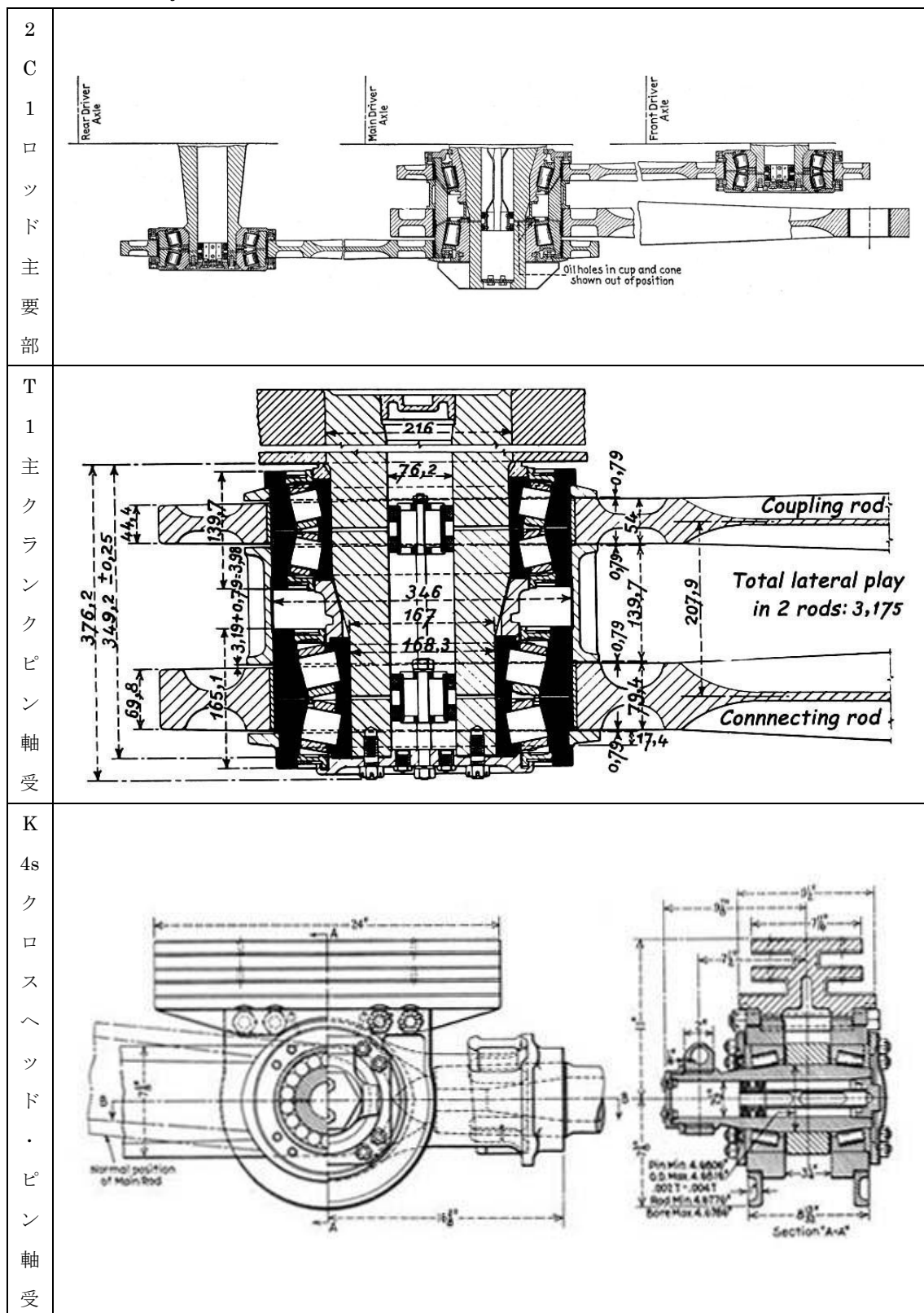
円錐コロ軸受がこのような部位に用いられる場合、角隙間の大きな「正面組合せ」を適宜配して捩れに対する“逃げ”を用意してやる必要がある。“Four Aces”においてはそこまでの冒険は試みられなかったが、程なくこの技術は実用化の域に達し、フローティング・ブシュの時代は終りを告げた。Buckwalter の古巣、Pennsylvania 鉄道におけるその後の実施例(図 3-14)が示しているように、「角隙間」(軸受の内部隙間=微小なガタに由来する軸芯の微小な傾きに対する許容度)の大きい「正面組合せ」を然るべき箇所で使用し、角隙間が小さく、モーメント荷重に対して強い「背面組合せ」との間で役割を分担せしめ、ロッド・システムの中に適切な“逃げ代”が用意されるようになっているからである⁸⁴。

⁸⁴ 「正面組合せ」、「背面組合せ」、「複列内向き円錐コロ軸受」、「複列外向き〜」、「モーメント荷重」といった事柄の定義とその技術的意味についても第5章 第1節で改めて触れる。

“1111”についてはまた、cf. B., H., Pruitt, *TIMKEN From Missouri to Mars — A Century of Leadership in Manufacturing*. pp.96~101. この本の著作権は Timken に帰属しており、著者 Pruitt は社史等編纂請負業者である。データとしては Timken の社内資料が用いられているが、テクニカル・データというほどのモノは遺憾ながらほぼ皆無である。また 97 頁においてこの著者は軸箱と車軸ジャーナルとを混同し、ライヴアル SKF が蒸気機関車に投入しようとしていたのが円筒コロ軸受であるかの如くに述べている。前者は言葉の誤用であり、後者は嘆かわしくもこれ以上考えられないほど不自然な記述である。

勿論、この本には技術史的資料として意外なメリットもある。それは 1930 年代、Timken の技術部門によって不況乗り切りのためのシーズ開発の一環として試みられたディーゼル機関用燃料噴射装置の開発が道楽程度に終わった事実を指摘したことである(cf. pp.119,134)。Timken の定行程逃し孔式燃料噴射ポンプについて邦語文献においては田村豊・増田正三『牽引車工学』山海堂(1944年)、221~222 頁に紹介されたまま、謂わば宙に浮いていたのであるが、これで目出度く成仏出来たワケである。

図 3-15 Pennsylvania 鉄道蒸機のロッド回りにおける Timken 円錐コロ軸受使用例



パシフィック機については A.A.R.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Tenth Edition* — 1938. p.712 Fig.1615 で、A.A.R.—Mechanical Division, *Locomotive*

Cyclopedia of American Practice Eleventh Edition — 1941. p.740, Fig.8.334 も同じ。

T1(2BB2)主クランクピン軸受については André Chapelon, translated by George W., Carpenter, *La Locomotive A Vapeur*. (English ed. U.K. 2000). p.351, Fig.242(なお、元図は *Locomotive Cyclopedia of American Practice*.であるらしいが、その版についての記載は無い)。

クロスヘッドについては Chapelon, *ditto*. p.96, Fig.35(元図は Timken)。なお、A.A.R.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Eleventh Edition* — 1941. p.629には Fig.7.168 として Chicago, Burlington & Quincy 鉄道の Class O-5a(2D2)に採用された Timken 軸受が示されている。軸受の配列は本図と同じである。

即ち、Pennsylvania 鉄道パシフィック(K4s 改造機?)のロッド回り主要部において、主クランクピン軸受は極めて特殊な断面形状を特徴とする軌道輪を持つ一対の円錐コロ軸受を「背面組合せ」に用い、その外輪とスペーサに主連棒と連接棒とに係わるブッシュを担持させる構造であった。注記を見れば、この軸受が油潤滑であったことが判る。ころがり軸受外輪にブッシュを担持させる類似の構造は Daimler Benz DB601 系のような、クランクピン軸受に円筒コロ軸受を用いる V 型航空発動機において、副連桿の偏差を排除しようとする場合に採用された例がある。

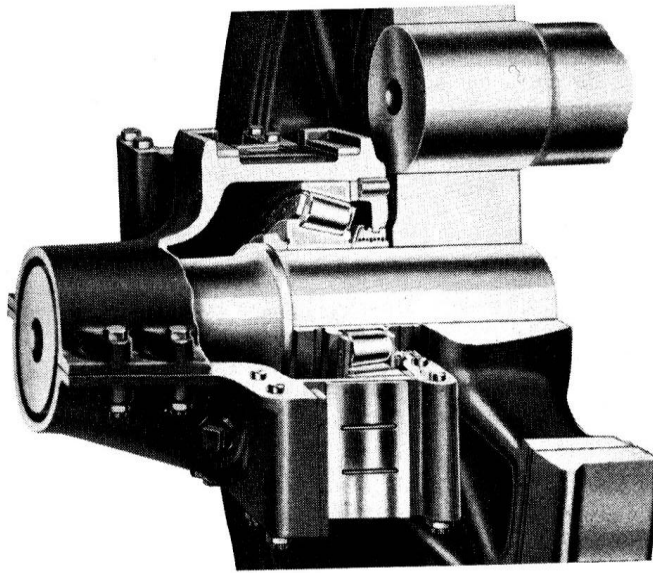
然しながら、後年の T1 において、この部分は主連棒と連接棒の各々に素直な形状を有する「複列外向き」円錐コロ軸受を各 1 個配する設計へと進化している。連結動輪クランクピン軸受は K4s でも T1 でも「複列外向き」であった。

以上に対して、K4s のクロスヘッド・ピン軸受には「正面組合せ」が用いられ、この部分の角隙間によってクロスヘッド・ピンと主クランクピンとの相対的振れを許容する構造となっていた。そうである限り、この設計は T1 においても踏襲されねばならなかった筈である。

では、Timken 円錐コロ軸受の蒸気機関車動軸軸受としての適用例はこの種の仕様のワンパターンであったろうか？ 答は“否”である。それは動軸軸受としての適用がかなり複雑で、“1111”型を含む、少なくとも 4 つの仕様が存在したことが確認可能だからである。

第 1 は単列円錐コロ軸受を上下(水平)分割式ハウジングの両端に「正面取付」したもの。これは上述の貨車用ユニットの直接的派生形態である。

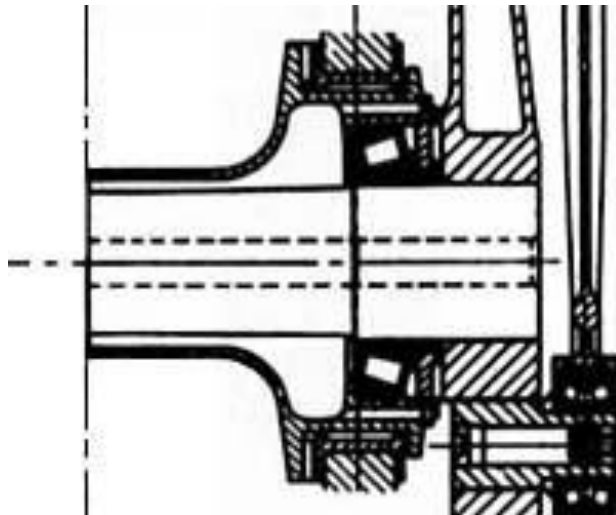
図 3-16 Timken 軸受の第 1 適用様式(単列、「正面取付」)



A.R.A.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Tenth Edition* — 1938.
p.700 Fig.1.

第2は単列円錐コロ軸受を上下(水平)分割式ハウジングの両端に「背面取付」するもの。
これは“1111”のパターンである。

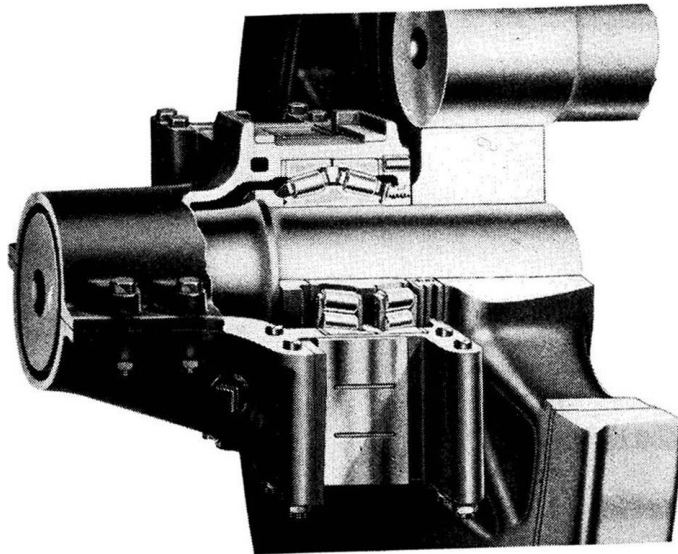
図 3-17 Timken 軸受の第2適用様式(単列、「背面取付」)



André Chapelon, *ditto*. p.94, Fig.33(元図はTimken). 機関車は K4s(改造車)

第3は「複列内向き」軸受の適用。この場合、ラジアル荷重のスラスト分力は軸受内部で相殺せしめられるから、グリース潤滑が採用されていればハウジングは必須アイテムからは外れることとなる。

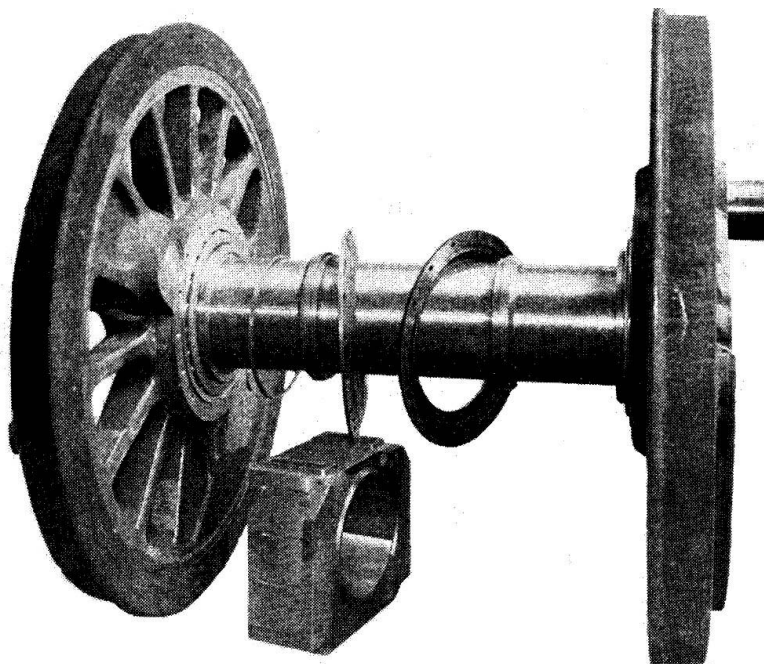
図 3-18 Timken 軸受の第 3 適用様式(「内輪一体型複列内向き」軸受)



A.R.A.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Tenth Edition* — 1938.
p.702 Fig.3.

第 4 は動輪のボスに軸受外輪を圧入、ハブ・ベアリングとしてこれを^{アックスル・チューブ}使用し、車軸管と Enclosure Plates(シール・リング)で密封するもの。この場合、潤滑は珍しくもグリースに依ることとなったようである。

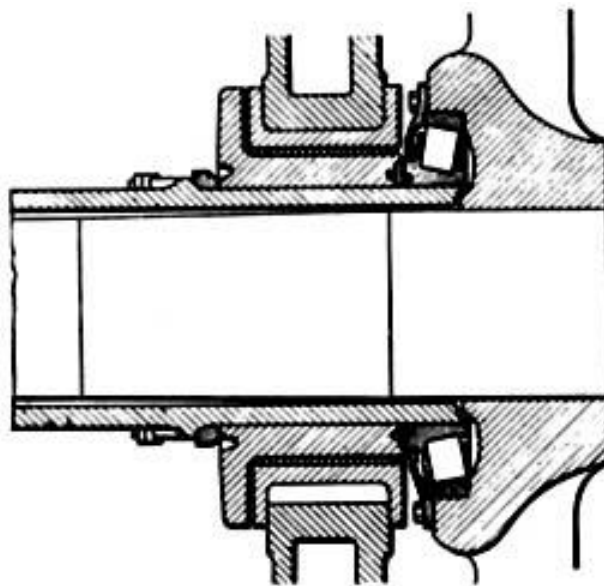
図 3-19 Timken 軸受の第 4 適用様式(ハブ・ベアリング)



A.R.A.—Mechanical Division, *Locomotive Cyclopedia of American Practice Tenth Edition* — 1938.
p.714 Fig.1617.

この写真の個体と直接対応するか否かは不明であるが、次に示すのは 1936 年に自社建造された Norfolk & Western 鉄道の Class A、1CC2 シンプルマレー高速貨物機関車 No.1200 に採り入れられた Timken 軸受の適用例であり、構造的には上図もこれと同一物であったと思われる。

図 3-20 N & W 鉄道 1CC2 シンプルマレー高速貨物機における Timken 軸受の適用例



Locomotive Cyclopedia of American Practice Eleventh Edition —1941. p.727 Fig.8.303.より。

因みに、この機関車は 1944 年までに総計 35 両追加発注された他、1949 年にも別途 5 両が増備されている。本機は 13000t の重量貨物列車、5200t の高速貨物列車に充当された他、重量旅客列車牽引にも充てられ、この場合には 113km/h を超える速度を持続することが出来た⁸⁵。

以上が Timken 軸受の蒸気機関車動軸軸受としての適用法に係わる管見である。そこでは実に雑多な試みが展開されており、欠けていたのは「外輪一体型複列外向き」軸受だけと言って良い程であった。ハウジングやアクスル・チューブといった野暮ったい部品が用いられたのは多くの場合、単列円錐コロ軸受につき物であるラジアル荷重のスラスト分力を左右で相殺させ、軸箱守に恒常的の負荷がかけられるのを防ぐという切実な要求に応えるた

⁸⁵ この機関車については cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice. Eleventh Edition* —1941. pp.158~159, Edwin P., Alexander, *American Locomotives A Pictorial Record of Steam Power 1900-1950*. N.Y. undated, pp.196~197.

めではあったが、油潤滑を用いるのにそれが便利であったという点も恐らくは見逃せないであろう。少なくとも 1930 年代前半のアメリカにおいてはグリースに対する不信感が横溢していたことだけは確かなようである⁸⁶。

今日、標準的であるようなグリース潤滑に依るころがり軸受の蒸気機関車への適用については、そのパイオニアである SKF 軸受の南満洲鉄道における導入例を扱う後段の課題とするのが適当であろう。

(3)鉄道省における取組み

鉄道省の蒸気機関車において、返りクランクピン軸受は一貫して平軸受のままであり、そこに球面座一つさえ設けられることはなかった。ガタの多い平軸受ばかり用いたのであるから、そして狭い日本のこと故、それはそれで騙し騙し持たせられたワケである。

やや人目を引く例外が 3 気筒機関車、C53 の弁装置への自動調心玉軸受導入であるが、その詳しい機能や来歴については別稿に述べておいた通りである(「C53 型蒸気機関車試論」参照)。

鉄道省の C53 以外の蒸気機関車における走り装置へのころがり軸受導入は、次章以降に見るような、その前後から示されていた鉄道省の取り組み全体からすれば当然、期待されて然るべき円錐コロ軸受を以てではなく、建前上これより小径化し易いため従来型のスペースにより軽微な改造で収まり、かつ高速回転にも有利とされる円筒コロ軸受から始まった⁸⁷。

円筒コロ軸受の導入計画は 1936 年にスタートした。前年の“第 26 回車輛研究会”にお

⁸⁶ なお、Timken の第 3 適用様式同様、スラスト分力を発生させない SKF の自動調心コロ軸受が蒸気機関車の動軸に採用される場合にも“crosstie”と称するハウジング様の部品が用いられた例が見受けられる。しかし、この場合にも潤滑はグリースに依っており、“crosstie”はその名の通り左右の軸箱を連結し軸箱支持剛性を高める役割のみを担わせられていたようである。cf. *Locomotive Cyclopedia of American Practice Eleventh Edition—1941*. p.734 Figs.8.320, 321.

⁸⁷ ころがり軸受においては回転中、転動体と保持器ないし転動体と案内ツバ(円錐コロ軸受)との間のすべり接触を免れず、スラスト荷重を受ける玉軸受、自動調心コロ軸受においてはスピンによる滑り摩擦も招来される。これらに起因する温度上昇によって当該軸受の実用上の限界回転数(限界 $d \cdot n$ 値または限界 $d_m \cdot n$ 値：第 1 章、注 10、参照)が規定される。温度が 100°C を超えると通常の軸受鋼においては軟化が始まるし潤滑剤の酸化も進む、シール軸受においては合成ゴム製シールリップの硬化も進行するからである。

因みに高温軸受材料としては Mo 系、更には W 系や Co 系の高速度鋼、高温軸受用非鉄合金、超硬合金、セラミックが使用されることになる。

円錐コロ軸受においてはこの 2 つのすべり接触が同時に発生するため、前者のみが関係する深溝玉軸受や円筒コロ軸受よりも限界回転数が低くなる(ラジアル軸受での限界 $d \cdot n$ 値を例示すれば：深溝玉軸受 180,000、円筒コロ軸受 150,000、円錐コロ軸受 100,000)。

いて得られたガソリン動車走行抵抗試験の結果を承け、この年開催された“第 27 回車輛研究会”で蒸気機関車へのコロ軸受導入が取上げられたことがその発端であった。この研究会においては 1750mm の動輪径を有する旅客機 C55 型機関車の先輪、従輪、主連棒太端、返りクランクピン、連接棒および炭水車車軸軸受のコロ軸受化が決定され、その設計は 1939 年に完成した。

通常、主連棒はクロスヘッドピンを抱く細端、主動輪クランクピンを抱く太端それぞれに「()」、「【 】」状のホワイトメタル鑄込み砲金製受金を配し、メタルの摩耗は「J」、「【】」側に各 1 個設けられた^{くきび}楔で追込む構造を採っていた。連接棒の軸受にはホワイトメタル鑄込みの砲金製ブッシュが用いられていた。動軸は除外されたものの、これらの固有部位を含めた広範なところが軸受化が計画された訳である。しかし、日華事変の勃発によりこの計画は実地研究には移せず仕舞いに終わった⁸⁸。

また、これとは別に小規模な試験が 1937 年より着手されていた。その中身は 1935 年 8 月 1 日に開設された広島鉄道局の管轄下にある軽仕業旅客機 C11 型 24 号機の主連棒太端部のコロ軸受化試験であった(図 3-20, 3-21)。C11 型タンク式機関車は 1520mm という一線級旅客機より二回りほど小さい動輪径を有し、最大許容速度も後者の 100km/h より遥かに低い 85km/h にとどまった。しかし、その気になって走らせれば結構俊足で、営業運転中の動輪回転数の面では鉄道省の蒸気機関車中、このクラスの機関車が最高であったと見ても強^{あなが}ち的外れではないようである⁸⁹。

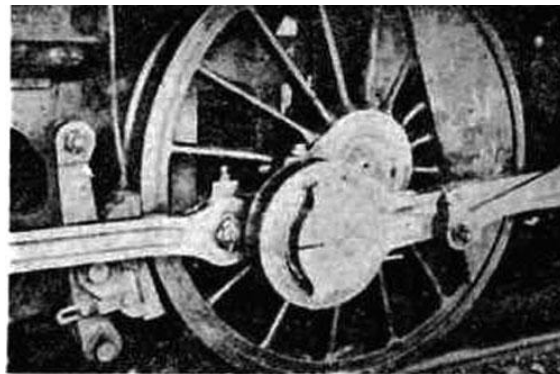
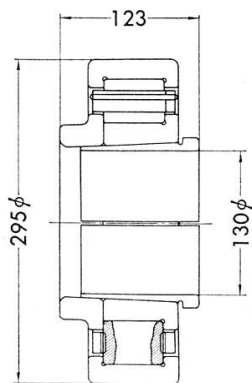
もっとも、高回転であるからころがり軸受のテストに持って来いである、などという計算が実験機種に際して働いていたとは考えられない。多分、C11 なら如何にもお手軽であったからであろう。

軸受型式選定に際し、この部位であれば回転質量を無闇に増大させないために従来の平軸受収容スペースにそのまま、或いは小さな改造のみで収まるモノが是非とも望まれた、つまり、高回転向きという資質以上に小径化し易いという特性故に円筒コロ軸受に白羽の矢が立った、などと綺麗ごとを並べるのも場違いである。

図 3-21 C11 の NSK 円筒コロ軸受とそれが組込まれた主連棒太端部

⁸⁸ 日本国有鉄道『鉄道技術発達史 V』(第 4 篇 車両と機械(1)) 1958 年、383~384 頁、参照。

⁸⁹ 因みに、1933 年当時、東海道本線 神崎(現・尼崎)～西宮間で C11 と同じ動輪径を有するその先行機種 C10 牽引の普通列車には C53 牽引の特急“燕”を追い抜くようなダイヤが設定されていた。齋藤 晃『蒸気機関車の挑戦』NTT 出版 1998 年、18~20 頁、参照。なお、齋藤前掲『急げ! D50, 走れ! C53』69 頁にも C53 牽引の急行列車と普通列車との同区間における抜きつ抜かれつの走行状況が活写されている。



『日本精工五十年史』347 頁、図 81、『運転ニュース』第 5 巻 10 月号(1937 年)、4 頁より。後者は本多邦康氏提供。

実のところ、日本精工製円筒コロ軸受を装備されたこの C11 24 改造車の主連棒太端は団扇のような外観を呈していた。C11 24 改造車は兵庫～鷹取間 6 往復の試走を終えた後、四国は多度津工場に回送され、松山機関区で各種のテストに供された。使用過程では「フェルト・パッキンの漏洩が相当ある」、「テーパー・ブシュが回転する傾向がある」、「帯熱状態は良好で最高 60℃程度であった」、「ローラーとホルダーとの隙間が 0.3 耗あり、運転中ホルダーが帯熱に依り膨張する為め回転方向にローラーを寄せホルダーを多少削り取る傾向がある様である」、「横遊隙はコロ軸受の作用に影響する様であるから研究を要する」、といった点が指摘された⁹⁰。

勿論、ここに言う「テーパー・ブシュ」は図示される「取外しスリーブ」の、「ホルダー」とは保持器の謂いである⁹¹。

また、この報告からは、当時、保持器がころがり軸受技術の中の遅れた部分をなしていた状況が見て取れる。

この報告には更に、「1. 石炭消費成績 2. グリース消費量 3. 発熱状態 4. 保守の難易 5. 損傷状態並其の修繕費 6. 主連棒の状態 7. 其他参考事項」について調査中などとも記載されている。

結局、この軸受は途中、スミアリングを生じたコロを交換したりしながらも、1941 年 2 月、内輪とコロに転がり疲れによる剥離^{フレーキング}を生ずるまでこの状態で約 40 万 km 稼動した⁹²。

⁹⁰ 『運転ニュース』第 5 巻 10 月号(1937 年)、4～5 頁より。『日本精工五十年史』347 頁によれば、運転中の軸受温度は 40～43℃とある。これは平均温度の謂いであろう。

⁹¹ なお、スリーブには 1/12 のテーパーを有し、軸端に切られたネジを用いてナットで押し込む型式の「取外しスリーブ(withdrawal sleeve)」と、同一テーパーを有し、スリーブ先端外周部に切られているネジをナットで引っ張って固定する方式の「アダプタ・スリーブ(adapter sleeve)」とがある。後述するように満鉄では両方のタイプの物が使用されたが、鉄道省・国鉄車輛におけるそれは「取外しスリーブ」のみである。

⁹² スミアリング(smearing)とは転動体の軌道面からの浮上り → 再接触に際し、瞬間的接

再三述べる通り、当該部位は運転中、主連棒両端を位置決めする軸、即ちクロスヘッドピンと主動輪クランクピンの間の平行度が不断に崩された状態で作動するため、軸受が常にこじられる箇所である。そんな部位に自動調心コロ軸受や玉軸受ならぬ円筒コロ軸受が用いられたのであるから、スミアリングを発生させたことぐらいいは異とするに足りない。

これが発生したのは軸受の内部隙間を通常の使用並みにしておけば、コロに大きな端荷重(edge load)がかかり、その割損さえ生じかねぬため、敢えて予防措置として大きな隙間が設定されたことに拠るのではないかとさえ推定される。だとすれば、まさに“小の虫を生かして大の虫を殺す”発想である。

文献に拠れば 1941 年 2 月以降も、部品交換の後、再びこの試験は続行されたようである。しかし、残念ながら肝心の成績については不明としか伝えられていない⁹³。

また、この実験結果を承け、1941 年 6 月には C57 の主連棒太端部軸受をコロ軸受化する計画がスタートした。しかし、この計画は日華事変勃発により中止に至ってしまった。以上が鉄道省における蒸気機関車固有部位軸受ころがり軸受化に関する公知の事実全てである⁹⁴。

鉄道省における蒸気機関車の走り装置へのころがり軸受導入はこのように申し訳程度の実験に終わった。戦後設計された C63 にはその全面的採用が計画されていたものの、この型式自体が“幻”と消えてしまった。

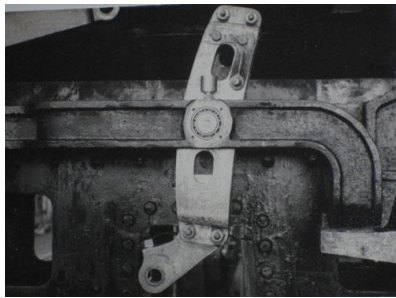
もっとも、この状況を冷静に眺めれば、技術的に断然容易であるばかりか両数的にも効果のある貨客車・内燃動車・電車で軸受のころがり軸受化と比べると、蒸気機関車軸受のころがり軸受化などは難しいばかりで技術開発の狙い目としての旨味には乏しかった、と言えなくもない。

なお、鉄道省の個別工場等において散発的になされた改造事例については充分、調査が及んでいないが、鷹取工場にて実施された改造工事はその一例として挙げられるに足ろう。図 5 に C51、C58 の加減リンク受トラニオン軸受に対してなされた玉軸受改造工事の実施事例についての資料写真を掲げておく(図 3-22)。但し、その実施年度や成績については不明である。

図 3-22 鷹取工場において実施された加減リンクトラニオン軸受の玉軸受化改造

触圧力下、突然大きな相対速度を有する摩擦が生ずることによって接触面に微小焼付を惹起する現象である。スミアリングについては『車両用ころがり軸受』、289~290 頁、小野『ころがり軸受の応用設計』、105 頁、写真 9・4、内海・赤岡・岡本監修『ころがり軸受の使用限度判定方法』54~57 頁、写真 1-f-1~1-f-8、92 頁、日本潤滑学会編『潤滑故障例とその対策』29 頁、写真 2.17、2.18、赤岡前掲書、巻頭グラビア、13、16、134~135 頁、曾田前掲『軸受』82 頁、『改訂版 潤滑ハンドブック』749 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』228 頁、図 5.5.5、日本トライボロジー学会『トライボロジー故障例とその対策』39 頁、写真 2.56、40 頁、写真 2.57、104 頁、写真 3.63、参照。

⁹³ 『鉄道技術発達史 V』(第 4 篇 車両と機械(1))前掲箇所、参照。



C51126



同左軸受部



C58385

本多邦康氏提供。

(4)満鉄における取組み

a)：貨車、客車、内燃動車、内燃機関車

わが国の鉄道車輛技術陣の中で車軸軸受へのころがり軸受の採用という点で一頭地を抜いた実績を残したのは鉄道省一家の技術体制からある程度自立した中、アメリカ、イギリス、ドイツ、ロシア製品の輸入・使用および模倣経験を通じてアメリカの機関車技術に第一の範を求めるべし、との腹を固めて来た南満洲鉄道の技術スタッフであった⁹⁵。

満鉄では早くも 1924 年に開発された 60 t 積み石炭貨車タサにコロ軸受が採用されている。平軸受使用の同型車、タコは 135 両製造されているから、たった 15 両だけ製造されたタサの試作車的位置付けが窺われる。こんな少数では走行ないし引出し抵抗の比較云々は難しかろうから、将来の客車や機関車へのころがり軸受採用に向けたコロ軸受の耐久性確認が主目的であったと推定されて良い。実際、満鉄におけるころがり軸受の貨車への採用例はタサのみ、単発に終わった⁹⁶。

この、日本の中国侵略に先導的役割を演じた植民地鉄道、満鉄は厳しい予算制約の下、蒸機列車として世界最高水準の表定速度を有する看板特急“あじあ”を世界で最もデラックスな列車たるべく開発し、1934 年 11 月 1 日より連京線、大連～新京(長春)間 701km に

⁹⁴ 『車両用ころがり軸受』 5 頁、『日本精工五十年史』 347～ 348 頁、参照。

⁹⁵ 満鉄においては車輛設計の基本のみならず、3505×4724mm というその車輛限界もアメリカ流であった。3505mm という幅はアメリカでの最大値に等しい(高さでは 4927mm などという例もあった。因みにドイツでは 3150×4300、日本国鉄は 3000×4100)。朝倉希一『技術随想 汽車』交友社、1956 年、37 頁、参照。但し、最大許容軸重は 24t であり、ペンシルバニア鉄道の 33t などという値と較べれば子供並みであった。

満鉄についての文献は枚挙にいとまないが、車輛等についての事蹟を幅広く収集したものとして『忘れえぬ満鉄』世界文化社、1988 年、『復刻版 忘れえぬ満鉄』同社、2006 年、を挙げておく。“あじあ”やパシナについての写真、記事も豊富である。

⁹⁶ 『車両用ころがり軸受』 76 頁、第 3.77 図の「ダイヤモンド台車(満鉄)」はこのタサのものと思われるが、不鮮明な写真から判断すれば外蓋には「NACHI」と記されているように見える。但し、軸受の型式は不明。

就役させた。通常、手荷物郵便車テユ 8、三等車ハ 8、2 両、食堂車シ 8、二等車ロ 8、展望一等車テンイ 8、の 6 両から成り、繁忙期に一等車イ 8 ないし二等車ロ 8 を 1 両増結した 7 両編成で運行した“あじあ”は当時、世界で唯一、前車空調付きの客車からなる優等列車であった。客車は予備車を含め、この 6 形式 27 両、製造された⁹⁷。

その台車は総て組立式全鋼製 3 軸ボギー台車で、車軸はアメリカ鉄道協会標準の C 種(負担過重 14.5t)、車輪径 915mm、車軸軸受は「SKF ローラーベアリング」とか「SKF 二重ローラーベアリング」などといった表記しか見当たらないが、ジャーナル幅が 229mm もある軸であったから、まず、自動調心コロ軸受 2 個並列であったと見て誤りなからう。

1935 年ごろから満鉄は“あじあ”用以外にも特別な列車の客車車軸軸受に Timken のコロ軸受を採用した。釜山～北京直通の国際列車“大陸”、“興亜”に用いられた一等展望寝台車テンイネ 1(テンイネ 2 ?)、食堂車シ 4、各 6 両がそれぞれであり、写真から判断すれば、北寧鉄道向けの“大陸”用同系車輛、手荷物郵便車、三等車、手荷物車、二等寝台車、食堂車、“満州国”国鉄線用一・二等寝台車イロネ 6、“満州国”皇帝専用車トク 2、1 両などもその同類のようである⁹⁸。

内燃動車関係では、写真から判断する限り、1930 年に 5 両製造された片ボギーの機械式ガソリン動車ケハ 2(No.10~14、日本車輛製)の車軸にはころがり軸受が用いられている。恐らく同年製造の機械式 4 輪単車ケハ 1 にも国内で日車が製造していた私鉄向け小型標準ガソリン動車なみにころがり軸受が採用されていたのであろう。

これまた写真から判断するに、ケハ 2 以降に造られた両ボギーのケハ 3、ケハ 4 型機械式ガソリン動車からジハ 1 型電気式ディーゼル動車(中速・重油焚き)、ジハ 2 型電気式ディーゼル動車(高速・軽油焚き)、1935 年の編成型電気式ディーゼル動車列車ジテ(中速・重油焚き)、1936 年の液体式ディーゼル動車(高速・軽油焚き)ケハ 6、'37 年のケハ 7(同)など、総計 145 両の満鉄内燃動車の車軸には総てころがり軸受が採用されていたようである。この内、ブランド名が判然としているのは日車製、連接台車方式によるジテ編成(ジテ 1+ロハフ 1+ハフ 1+ハフセ 1 またはジテ 1+ロハフ 1+ハフ 1+ハフ 1+ロハフ 1+ジテ 1)の Timken(円錐?)コロ軸受のみであるが、これが幅を利かせていたものと考えて大過ないと想われる⁹⁹。

⁹⁷ 市原・小熊・永田・安養寺前掲『南満洲鉄道 「あじあ」と客・貨車のすべて』166~179 頁、市原善積『満鉄特急あじあ号』原書房、1976 年、178、189 頁、田邊前掲『大陸の鐵輪』70~99 頁、参照。なお、市原・小熊・永田・安養寺『おもいで南満洲鉄道』(誠文堂新光社、1970 年)は満鉄に関する網羅的な写真集であるが、パシナや“あじあ”の客車群の図も収録されており、市原・小熊・永田・安養寺『南満洲鉄道の車両 (形式図集)』(誠文堂新光社、1970 年)には満鉄の各種車輛の形式図が集成されている。但し、ころがり軸受に触れた解説は上掲の石炭車、タサ、タコの違いに関するそれ(『形式図集』235 頁)のみ。

⁹⁸ 『南満洲鉄道 「あじあ」と客・貨車のすべて』220~228、230、232、235、284~285 頁、『大陸の鐵輪』47~54、107、146~147 頁、参照。

⁹⁹ 『南満洲鉄道 「あじあ」と客・貨車のすべて』313~323 頁、『大陸の鐵輪』178~185 頁、湯口『内燃動車発達史(下巻)』、193~195、206 頁、参照。日車は満鉄に 112 両の内燃動車とジテ 6 編成を供給、内地の内燃動車メーカーの中で「ガリバー的独占」(湯口)を謳歌した。

電気機関車、内燃機関車関係ではデセ型電気式ディーゼル機関車 No.2000(B₀-B₀)のスイス、Société Industrielle Suisse 製台車にコロ軸受が採用されていたとの記述および写真が見出されるのみである¹⁰⁰。

b) : 蒸気機関車

ころがり軸受の採用という点に関する満鉄技術陣の、“あじあ”の客車、内燃動車以外での最も顕著な貢献は蒸気機関車へのころがり軸受採用であり、この点においても満鉄はわが国鉄道車輛技術界の先駆けをなす存在であった¹⁰¹。

本論に入る前に、満鉄蒸気機関車の“顔見世”ならびに 1435mm 国際標準軌間を採用したそれらと 1067mm 軌間上の鉄道省制式蒸気機関車との規模比較を兼ね、双方のめばしい蒸気機関車の概要比較を掲げておこう(表 3-2)。

表 3-2 満鉄と鉄道省の 1935 年頃までにおける主力蒸気機関車の概要比較

型式	軸配	気筒数・D×S	動輪径	総重量	火床面積	蒸気圧	蒸発量	最大図示馬力	同左時牽引力	同左時速度
		n, mm	mm	t	m ²	kg/cm ²	kg/h	IHP	kg	km/h
満鉄	ブレ _ニ	1C1	2-500×710	1370	122.65	3.69	13.0	8856	1312	73.7
	ダブ _ニ	1C2T	2-530×710	1370	93.63	3.69	12.7	8856	1299	65.5
	ダブ _サ	2B2T	2-470×660	2000	99.89	2.28	15.5	5472	874	81.3
	パシ _サ	2C1	2-530×660	1750	147.88	4.07	14.0	9768	1491	99.5
	パシ _コ	2C1	2-584×710	1850	183.99	4.82	14.1	11568	1772	95.4
	パシ _ロ	2C1	2-570×660	1750	184.33	4.82	14.0	11568	1766	101.9
	パシ _ナ	2C1	2-600×710	2000	203.33	6.25	15.5	15000	2396	127.2
	パシ _ハ	2C1	2-600×710	1850	199.91	5.36	14.5	12864	1994	100.7
	* ミカ _イ	1D1	2-584×711	1370	185.11	5.06	13.4	12144	1802	73.3
	* ミカ _ニ	1D1	3-572×600	1370	191.70	6.25	12.7	15000	2199	75.1
	ミカ _サ	1D1	2-530×710	1370	146.77	4.07	14.0	9768	1491	72.4
	ミカ _シ	1D1	2-630×760	1500	200.40	6.25	17.0	15000	2517	81.2
鉄道省	C11	1C2T	2-450×610	1520	65.85	1.60	15.0	3840	605	51.3
	C50	1C	2-470×610	1600	87.90	1.61	14.0	3864	590	49.5
	C51	2C1	2-530×660	1750	111.62	2.53	13.0	6072	900	61.8

¹⁰⁰ 市原・小熊・永田・安養寺前掲『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』、321~322、326~327 頁、参照。

¹⁰¹ 満鉄をはじめとする日本の標準軌間蒸気機関車については齋藤前掲『蒸気機関車の挑戦』第 3 章が最良の引き倒しの文献とは異なった叙述となっているので、是非、参照されたい。その前作、『蒸気機関車の興亡』(NTT 出版、1996 年)、最新の『蒸気機関車 200 年史』(NTT 出版、2007 年)も参照。

C53	2C1	3・450×660	1750	136.92	3.25	14.0	7800	1191	4376	73.5
9600	1D	2・508×610	1250	94.85	2.32	13.0	5568	825	4672	47.7
D50	1D1	2・570×660	1400	127.14	3.25	13.0	7800	1156	5683	54.9

樋口與内『機関車之構造及理論』華北交通株式会社北京鉄路局、1941 年、450～456 頁、他より。

この資料にはダブサもパシハも記載されていないので追加した。

＊を付した型式は当初アメリカより輸入、後、模倣国産化したもの。

蒸発量から右の数値は実測値ではなく、Strahl 他の実験式に基く計算値である。しかも、原データには誤りや齟齬、計算ミスが散見されるため、再計算した値を掲げておいた。

また、C50 はマイナー型式ながら、8620 型と大同小異故、そのままとした。ミカサは後にミカロに編入された型式である。

なお、諸元値の中には製造回数により相違を生じている場合もあるので、これらの数値は一応の目安としてご理解頂きたい。

見ての通り、互いのサイズ、力量の懸隔は明らかであり、そこには大人と子供程度の開きが有った。鉄道省では 1936 年に D50 のリメイク版である D51 が誕生し、所謂“近代化”の時代を迎えるが、基本的な体格並びに力量格差は大戦末期における D52、戦後における C62 の誕生まで、ほぼ、この表の通りに推移した。因みに、満鉄では 1937 年のパシハが最後の開発型式となった。

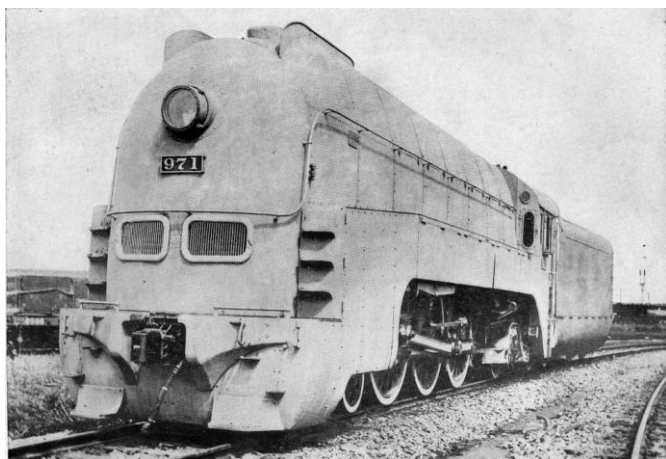
i) パシナまで

満鉄鉄道部は 1933 年 12 月、看板特急列車を牽引させる意図で欧米の急客機に匹敵する性能を持つパシフィック(2C1)機、パシナ(後の“勝利”7 型)の開発に着手した。かくて 1934 年 8 月 15 日、総重量 200 トン、全長 25,675mm、2000mm の動輪を有し、その最大動輪周出力 2,156 馬力と、鉄道省の蒸気機関車の 1.5 倍ほどの威容を誇る満鉄の看板列車、特急“あじあ”号の牽機、パシナは大連近郊、満鉄沙河口工場(後に大連工場と改称)にて呱呱の声を上げた。製造両数は 1934～'36 年にかけて沙河口工場の 3 両と川崎車輛の 9 両、計 12 両であった(図 3-23)¹⁰²。

¹⁰² 満鉄はパシフィック(2C1)、ミカド(1D1)等、車軸配置のアメリカ式呼称を機関車の型式名の頭に借用し、開発番号を付記する一風変わった称号規定を有していた。パシフィックの 7 番目、パシナについては市原・小熊・永田・安養寺前掲『南満洲鉄道「あじあ」と客・貨車のすべて』、161～166 頁、同『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』、192～194 頁、市原前掲『満鉄・特急あじあ号』167～177、236～237 頁、田邊『大陸の鐵輪』、70～99 頁、参照。

パシナの外觀についてはまた、『蒸気機関車から超高速車両まで』54 頁、『車両とともに明日を拓く 兵庫工場 90 年史』資料集、35～36、188 頁、参照。後者には次に取り挙げ

図 3-23 満鉄パシナ型蒸気機関車



有原俊二『最新機関車工学』東洋書籍出版、1935 年、巻頭グラビアより。

アメリカの著名なインダストリアル・デザイナー、Raymond Loewy(フランス生れ：1893～1986)はその著書の中でパシナの写真 2 葉(1つは本図と同じ)を掲げ、その外観デザインについて、

この機関車は細部にわたる注意深い研究の跡を示している。かなり素晴らしい機関車。炭水車は巧くまとめられている、デフレクタは効果不充分(cf. *The Locomotive its esthetics*, 1934, 1988, No.44 and 45)。

と好意的にコメントしている。

その開発意図に相応しく、パシナには外観デザイン以外にも、国内の機関車には見られない新基軸が盛り込まれていた。ボイラ胴には加工容易で耐食性にも優れたアメリカ、ルーケンス社製の Ni 鋼板が、内火室には同社製特殊圧延鋼板が用いられていたことが伝えられている¹⁰³。

パシナのボイラは大煙管(90mm)132 本、小煙管(51mm)70 本の配置であった。この煙管配置は鉄道省の通例と逆であった。因みに D51 の場合、大煙管(140 mm)は 28 本、小煙管は(57 mm)90 本で、大小 1 : 3～4 前後の比率が鉄道省機関車の通例であった。

満鉄の機関車ボイラにおいて大煙管が小径かつ極めて多数であったのは過熱装置の設計が鉄道省のそれと異なっていたからである。鉄道省の機関車においては過熱管が大径の大煙管内を 2 往復せしめられていた(A 型シュミット過熱装置)。これに対して満鉄の機関車においては過熱管が小径の大煙管の中を一往復せしめられる構造(シュミット式 E 型過熱装置)であった。その製造はアメリカのスーパーヒーター会社によった。

何れにおいても大小煙管の煙管係数(流動抵抗)は相同となるような設計がなされていた。

られるダブツについて若干の言及が見られる。

¹⁰³ パシナの事蹟については市原『満鉄・特急あじあ号』171 頁、をも参照。

1本の比較的小径の大煙管内に過熱管を一往復のみさせる代りにその本数を増やすことで広い過熱管伝熱面積を確保し、過熱度を高めるという方式は欧米に多く見られた手法であった。満鉄のデータとして過熱度は鉄道省などの蒸気機関車に採用されていたシュミットA型の90℃に対して、E型は150℃、と伝えられている¹⁰⁴。

パシナにはまた、スーパーヒーター社の多弁式加減弁が採用された。この加減弁は鉄道省型のように蒸気ドーム内、過熱装置の上流にではなく、過熱管寄せの下流、主蒸気管との間に設置されており、過熱装置の焼損を防ぐと共に、エンジン・レスポンスの向上を実現する機構とされていた。同様の機構は戦前期、イギリスにおいても部分的に導入され、戦後においても大形旅客機に採用されている。

多弁式というのは、数個の弁を並べ、カム軸によって順次開閉して行く機構にちなむ命名で、大きな両座弁を1個用いる鉄道省の加減弁と比べれば、恰も蒸気タービンにおけるノズル調速と絞り調速との差を思わせるような違いがある。勿論、熱力学的に有利なのは絞り損失を伴わない前者である。

もともと、単純な構造の加減弁を有する蒸機を操った鉄道省の有能な機関士は逆転機を小まめに扱ってカットオフを効かせ、可及的に大きな加減弁開度で運転することを燃費向上の要諦としていた。これは動軸軸受ならびにロッド軸受の負荷変動を大きくし、軸受に厳しい運転法であったが、検査要員及び乗務員の注意力と丹念なケア、そして恐らく、満鉄より短い一仕業当り走行距離がそれをカバーした。

後年、国鉄自身によって「より低質な新しい労働力」（『日本国有鉄道百年史』通史、323頁）と蔑まれることとなる時の青年機関士の一人は満鉄崩れの機関士の「動けばいいんだろうという運転」に対して怒りを抱かざるを得なかったと語り、

国鉄は資源の乏しい日本だから一塊の石炭でもむだにするなといったが、私は腹を空かせている機関助士のために、くべる石炭が一塊でも少なくてすむように、神経をすり減らして運転してきた。

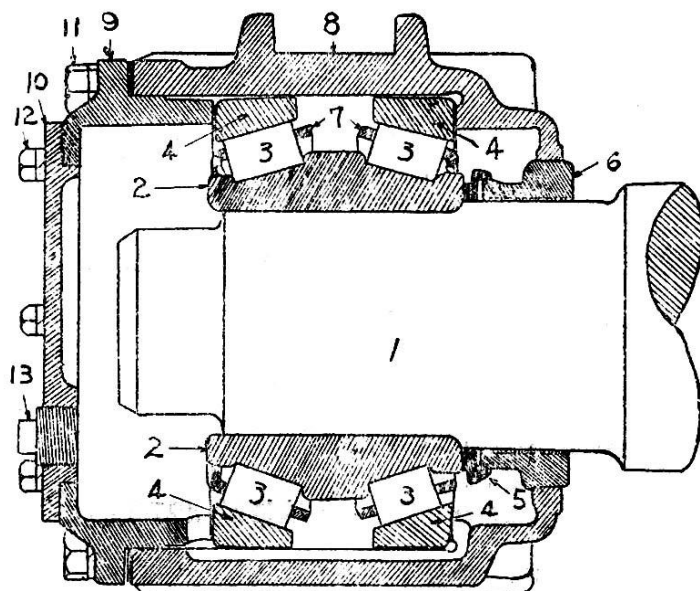
との自負心を吐露している¹⁰⁵。

¹⁰⁴ 騎西定明(満鉄教習所講師)「満鉄のダブサ型機関車の偉容を語る」(『ロコモチヴ・エンジニアリング』1937年2月号)、25頁、参照。シュミット式E型過熱装置については『南満洲鉄道 鉄道の発達と蒸気機関車』116~117頁、過熱管の諸形式については『蒸気機関車メカニズム図鑑』の他、大塚誠之監修『鉄道車両』日刊工業新聞社1957年、35~36頁、参照。但し、『蒸気機関車メカニズム図鑑』66頁に見られる“AもEも2往復だから過熱力は同じ”、という論は火炎との有効接触面積の懸隔を無視した暴論であり、『鉄道車両』56頁の次に挿入された第2・5表に掲示の諸元値は間違いだらけである。

¹⁰⁵ パシナの加減弁については『南満洲鉄道 鉄道の発達と蒸気機関車』117頁、参照。但し、蒸気タービンにおけるノズル(ないし静翼々間流路)→動翼々間流路→ノズル(ないし静翼々間流路)……、という蒸気の漸進的膨張を可能にする蒸气流路と異なり、蒸気機関車においては小径の弁の下流に大径の主蒸気管が控えているため、弁通過時の圧力降下とそれに伴うエネルギー損失の発生は免れ得ない。

また、焚火に関して見れば、パシナにはアメリカの大形蒸気機関車に採用されていたデュポン式メカニカル・ストーカー(自動給炭機)を模した発動機製造(株)製の国産品が採用されていた。6.25m²と、到底、人力投炭で賄えるような火格子面積ではないから、これは順当な措置であった

図 3-24 満鉄パシナ型蒸気機関車炭水車車軸用 Timken 円錐コロ軸受



樋口與内『機関車之構造及理論』華北交通株式会社北京鉄路局、1941 年、360 頁、第 211 図。

井口祐太『ポケット型機関車図解』第 3 版、同・姚寶琦訳『袖珍機関車図解』1938 年、199 頁、第 134 図も同じ。

図 3-3 では本図 13、オイルプラグ下の軸受箱内にオイルフィルターが設置され、油抜きの際に塵埃を捕捉するよう仕向けられていたが、本図にこれを欠く点が省略なのか撤去の結果なのかは不明である。

ボイラ回りに多くの新基軸が盛り込まれたパシナではあったが、主要部へのころがり軸受導入の点では控え目で、僅かに炭水車車軸軸受に Timken の円錐コロ軸受が(図 3-24)、返りクランクピン軸受にコロ軸受(型式不詳、恐らく SKF の自動調心)が導入されたのみであった。

炭水車軸受は図 3-24 のように油潤滑であった。13 が油 ^{オイルプラグ} 栓である。軸箱蓋 9 と軸箱体 8 との間には 12 枚のシムが嵌め込まれており、その厚さと枚数との組合せは 0.005mm が 2 枚、0.01mm が 1 枚、0.02mm 3 枚、0.08mm 6 枚からスタートし、コロの摩耗に応じて適宜、これを減じ、アキシャル方向に外輪を追い込んで隙間調整を図るものとされていた

イギリスにおける多弁式加減弁導入例については cf. Brown, *Nigel Gresley Locomotive Engineer*. pp.171,178,196. 鉄道省における運転技術については川端前掲『ある機関紙の回想』80 頁、向坂前掲『機関車に憑かれた四十年』204 頁、参照。

た。

満鉄における「当時のアメリカで使用されていた新しい装置」たる返りクランクピンへのころがり軸受導入はパシナより 7 年前に開発されたパシコ(1921~27 年、沙河口工場製: 11 両)を鼻祖とした。その際に用いられたのは玉軸受であった。この選択は十分合理的である。転動体が球体であるためにラジアル玉軸受は円筒コロ軸受より基本動定格荷重自体は小さいものの、ある程度の自由状態隙間を与えておけば角隙間(軸芯の微小な傾きに対する逃げ)が大きく取れる。玉の破損やスミアリングが生じないという訳ではないが、少なくともコロ軸受のような端荷重によるコロの破損といった現象とは無縁でいられるころがり軸受である¹⁰⁶。

因みに、自動二輪車の世界においては並列 2 気筒機関における 360° クランク軸における動力取出し側主軸受の負荷容量を向上させる狙いで従前の NF306 番単列円筒コロ軸受(外輪片ツバ、外径 72mm、内径 30mm、幅 19mm)をコロ径の大きな NJ307 番単列円筒コロ軸受(内輪片ツバ、外径 80mm、内径 35mm、幅 21mm)に置換えたところ、軸の撓みによるこじり・端荷重に軸受が耐えられず、却ってコロの破損が頻発し、玉数を限度一杯、12 個にまで増大させた BL307 番マキシム型玉軸受(外径 80mm、内径 35mm、幅 21mm)に再置換し、漸く事なきを得たという例が知られている¹⁰⁷。

唐突にバイク機関の軸受で内径 35mm などという例を引いたが、これについてユメ矮小とのイメージを持つこと勿れ! 何となれば、蒸気機関車も D51 型あたりになると、その返りクランクピン径(基準寸法)は 70mm(摩耗限度は何と-10mm!)と流石に大きかったが、C11 型のそれなどは 50mm(同-6mm!)に過ぎなかったからである。このバイク機関の主軸受は鉄道省の小形蒸気機関車の返りクランクピンが痩せ切った際に適用される内径 44mm のブッシュ(外径 65mm)と背競べ出来る程度のモノであったワケである¹⁰⁸。

満鉄系の蒸気機関車における返りクランクピンへの玉軸受採用は 1934 年から'38 年にか

¹⁰⁶ 文献は「ただし、エキスパンション・リンクとの中心線が一致しないためにスラストを受けて失敗したこともあった」と述べている。問題の荷重はスラストではなくモーメント荷重であるが、この事故の原因は当初、自由状態隙間の小さ過ぎる、恐らく今日の所謂“普通隙間”の軸受が選択されたことに在ったのであろう。『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』、169 頁、参照。

¹⁰⁷ 蔦森 樹『W1 FILE』山海堂、1986 年、140~142 頁、参照。

深溝玉軸受においては外輪の中に内輪を片寄せてセットし、隙間に玉を詰めて行き、センターを合せた後、保持器を組み込んで玉を整列させる。マキシム型玉軸受は深溝玉軸受の玉数を増やして基本動定格荷重を増大させるため、内外輪片側面に玉を入れるための“入れ溝”を切ったモノで、負荷容量は大きくなるが、高回転には向かなくなる。

蛇足ながら、非分離型のアンギュラ玉軸受は片方の外輪溝が低いいため、外輪を若干熱膨張させて玉を押し込むため、このようなケレンに頼らずとも玉数を増し、大きな基本動定格荷重を持たせることができる。

¹⁰⁸ 国鉄運転局機関車課『蒸気機関車検修便覧』改訂増補第 3 版、交友社、1968 年、30~32

けて製造されたパシコ後継機、パシロ系(後の“勝利6型”、川車、汽車、日立笠戸、沙河口：“国大パシ”などを含め、総計約250両)の多くにも受け継がれた。

また、1935年に川車、汽車でそれぞれ11両と4両製造された撫順炭鉱運炭列車牽引用重量貨物機、ミカシ(動輪径1500mm、後の“解放”4型)や、1936年に川車で7両、日立で4両製造されたマウンテン(2D1)の軸配置を有する生鮮食品輸送用急行貨物機マティ(動輪径1750mm)の回りクランクピン軸受にもころがり軸受が採用されていた。しかし、その形式、型番等について文献は何も語ってくれない¹⁰⁹。

従って、回りクランクピン軸受にコロ軸受が採用された、と明言出来るのは、パシナとダブサ、パシハのみである¹¹⁰。

技術的観点からは幾分過大とも思われる盛名を歴史に残すこのパシナ型機関車や貨物機ミカシ、それに形状的に見てマティのクランクピン(主連棒太端および連接棒)に採用されていたのはフローティング・ブッシュ式の平軸受である。

太端のボアホールには摺動面を表面焼入れした鋼製ブッシュ(3)が圧入されており、その内部に多数のグリース保持孔を有する砲金製フローティング(浮動)・ブッシュ(4)がルーズフィットされていた(図3-25)。

図3-25 パシナ、ミカシ、マティに用いられたフローティング・ブッシュ(4)式主連棒太端軸受

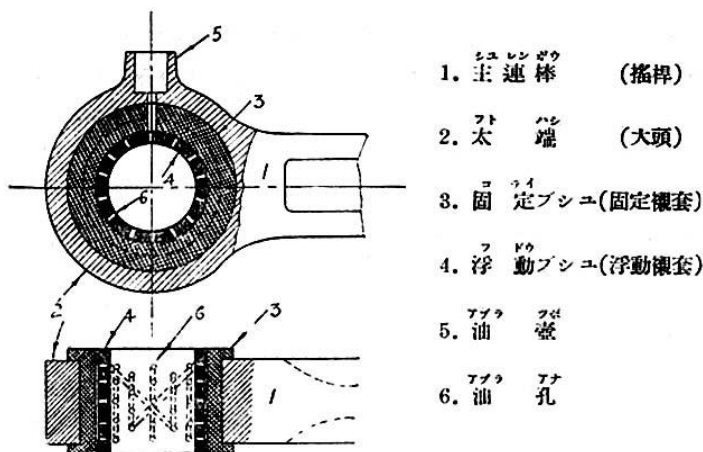
頁、鉄道史資料保存会『C11形機関車明細図集』1987年、88頁、参照。

¹⁰⁹ 『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』198~200、202~203、219、221~222頁、『大陸の鐵輪』148~151、162~167頁、参照。

¹¹⁰ なお、前掲『復刻版 忘れえぬ満鐵』13、65頁および『大陸の鐵輪』i、ii頁の写真から判断する限り、中国国鉄で“勝利7型”として1975年頃まで生き続けた2両のパシナ(“勝利751”、“勝利757”)の場合、回りクランクピン軸受はブッシュに置換されている。

他方、同書36~37頁に跨って掲載されている“前進型”No.2470「朱徳号」(1977年“襲名”)の写真を見ると、該部形状は満鐵の設計と酷似しており、明らかにころがり軸受が使用されている。もっとも、“前進型”は1964年のNo.101から1988年12月に竣工し、中国蒸気機関車製造史の掉尾を飾ったNo.7207まで、様々な改良を施されているようなので、細目の変遷については不明とせざるを得ない。

パシナ等の退役ないし型式抹消時期については中国鉄道出版社前掲『中国蒸汽機車世紀集影』を参考にした。もっとも、この本の記述はころがり軸受の採用についてパシナとパシハを混同するなど、多少怪しい所がある。



樋口『機関車之構造及理論』180頁、第129図。

井口同上書、180頁、第119図も基本的に同じ。材質やこの軸受がグリース潤滑であることは井口の図に添付の解説に明記されているが、樋口はその潤滑は「潤油」でも「凝脂」でも構わぬと述べている。

この方式においてはグリース油膜に引き摺られつつ回転するフローティング・ブシュの作用により摺動速度がブシュ内外面に振り分けられ、各々の絶対値が抑えられるため、高速回転に有利であると考えられていた。更に、パシナの主クランクピンには中空加工が施されており、ここに硬質グリースを充填し、軸受帯熱時には吹出孔を通じて主連棒太端軸受及び連接棒軸受に対して内部から補助的な給脂が行われるよう工夫されていた(『南満洲鉄道「あじあ」と客・貨車のすべて』165頁)。

フローティング・ブシュは蒸気タービンにおいて油膜弾性によって惹起される自励的な軸振動の防止策として期待されたこともある技術であり、現在では内燃機関のターボ・チャージャー軸受として多用されているが、蒸気機関車の当該部位への応用を含め、低速回転の重機械への採用例は比較的珍しく、ころがり軸受導入には踏ん切りがつけられぬが平軸受の性能向上は図りたい、といった時代に咲いた過渡的な技術であったと見て良からう。但し、満鉄でこれが度々採用されている実績に照らしても、その信頼性は高かったと判断出来る。但し、このフローティング・ブシュは摩耗すれば調整は不可能で、即、交換使い捨てとなる¹¹¹。

¹¹¹ 満鉄の蒸気機関車の軸受におけるグリースの使用について戦後の文献が述べる最初の言及は1921年から'27年にかけて23両製造された急客機、パシシへの採用例であろう。但し、その部位、初採用であったか否かについては何も語られていない。『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』166頁、参照。なお、井口『ポケット型機関車図解』第3版にはグリース潤滑の動軸およびクランクピン軸受けも図解されている。パシナの動軸軸受はこのグリース潤滑型である。

フローティング・ブシュの使用例として、有名どころでは London & North Eastern

線路規格を改める予定でもあったようで、将来的に“あじあ”の最大運転速度は 110km/h から 140km/h に上げられるものとされており、車輛は当初からこの運転速度を目処として設計されていた¹¹²。

線路規格が 110km/h であった以上、営業列車“あじあ”の最大運転速度はこの辺りが上限と考えられる。それは永田龍三郎の記憶とも符合する数値である。

一方、その牽機、パシナが試験走行で 135km/h を記録したという永田の記憶に基づく記述(『復刻版 忘れぬ満鐵』53 頁)は表 3-2 の数字と照らし合わせてみても十分、信頼に値する。

然しながら、パシナが“あじあ”を牽引して時に 170km/h を記録した(川崎重工業機車カンパニーHP)、などという伝説は、スピード・アタックの逸話としてならいざ知らず、かなりマユツバとせざるを得ない。

ともかく、蒸気機関車においても戦前のイギリスやドイツで 200km/h を超える、また、戦後のアメリカでは 262km/h などという試運転速度が記録されている事蹟¹¹³ を思うにつけ、それらが発展途上の技術的習作に過ぎぬパシナの遠く及ばぬ世界の出来事であったとの思いを強くせざるを得ない。実際、満鉄技術陣はパシナ以後も飽くなき挑戦の真っ只中にあった。

ii) ダブサ

ダブサ(図 3-26)は満鉄の技術者達の手で設計され、1936 年 9 月、川崎車輛においてたった 2 両のみ製造された新機軸満載、ほとんど試作品と言って良い高速タンク機関車であった。2B2 という車軸配置も変わっているが、ダブサという呼称も妙である。満鉄は 1C2、2B2、1E1 の軸配を有するタンク機関車をひとからげに“ダブルエンダー”と号するというルール違反的呼称法を採っていた。よって本機にはダブルエンダー級の第 3 機種の謂い

鉄道の Gresley 3 気筒パシフィックが A1 から A3 に進化した時、左右主連棒の太端軸受が青銅・ホワイトメタルから鋼製スリーブとフローティング・ブシュとの組合せに変更されている。cf.O.,S., Nock, *The Gresley Pacifics*.London, 1982, p.92.

有原俊二『最新版 最新機関車工学』東洋書籍出版協会、1935 年、298~299 頁にはフローティング・ブシュの連接棒軸受としての採用例が写真と共に解説されているが、当方の不勉強のため適用機種その他は特定出来なかった。

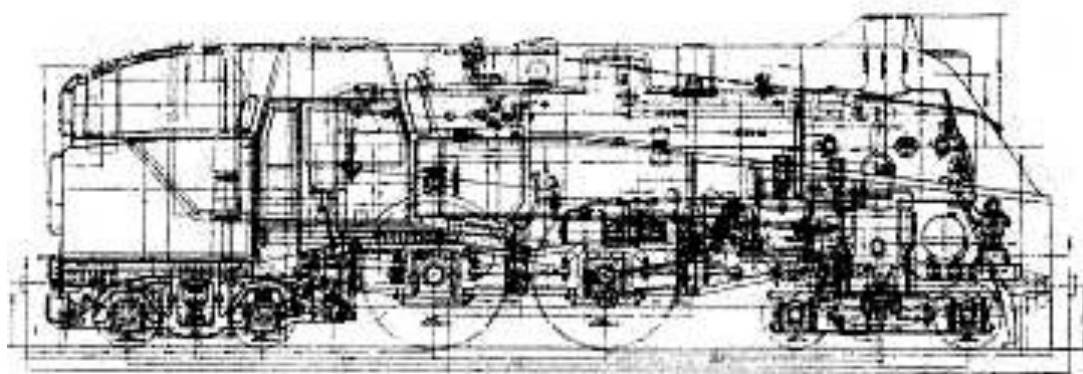
なお、国鉄においては戦後、CTS の勧めで蒸気機関車走り装置のグリース潤滑化が試行され、D52 の主連棒太端、連接棒軸受に浮動ブシュを入れると共にグリース潤滑化する実験が行われた。しかし、その詳細や帰趨について『鉄道技術発達史』の執筆者は不明としている(『鉄道技術発達史 V』382 頁、参照)。

¹¹² 『南満洲鉄道「あじあ」と客・貨車のすべて』160~161 頁、参照。

¹¹³ ニューヨーク・セントラル鉄道の蒸気機関車(2D2)。朝倉前掲『技術随想 汽車』65、161 頁、参照。当然、これは件の Niagara に関する事蹟であろうが、筆者自身、朝倉の典拠文献と思しきモノには遡及出来ていないし、他の二次文献の類にもこの記録についての言及を見出せていない。二代將軍朝倉も焼きが回ってとんだ誤記を犯したのであろう

で“ダブサ”なる称号が与えられた。

図 3-26 ダブサ



『ロコモチヴ・エンジニアリング』1937年2月号より。本多邦康氏提供。

満鉄におけるダブルエンダーの第1機種は1C2のダブィで、これは満鉄開業当初発注され、1907年に American Locomotive Company で製造された車輛で、総勢69両の多きを数えた。1934年、汽車製造会社と日立製作所笠戸工場において1C2の軸配を有するダブサより小形の第2機種、ダブニが12両製造され、1936年には日立笠戸と川崎車輛において更に3両、追加製造された。

1936年9月に誕生した一回り大きい第3機種、ダブサは鉄道省のC11辺りと同様の位置付けであった従前2機種と全く異なり、1934年に誕生し、175km/hという最大速度を誇ったドイツ国鉄61型タンク機関車001号機(2C2)から受けた刺激の下、満鉄で開発された唯一の2B2型ダブルエンダー機関車であった¹¹⁴。

この小形タンク機関車ダブサは満鉄の看板列車、特急“あじあ”の牽機、パシナと同じ2000mmの大動輪径から来る快速を活かし、客車4両程度を牽引して区間急行列車牽引に充当されるべく開発された。満鉄は同様の仕業に上述のジテ型ディーゼル動車を開発して

か？

¹¹⁴ 61型002号機は2B3の3気筒機関車であった。61型については、篠原正瑛『全盛時代のドイツ蒸気機関車』誠文堂新光社、1971年、334~338頁、パシフィックに改造された61002改め旧東独18201号機については齋藤『蒸気機関車200年史』303~304頁、参照。

ダブサについては南満洲鉄道輸送局発行・鉄道省工作局車輛課機関車係『ダブサ形機関車説明書』、南満洲鉄道(株)鉄道部庶務課編纂『鉄道教範車輛編 機関車』1933年、騎西前掲「満鉄のダブサ型機関車の偉容を語る」、『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』187~189頁、田邊『大陸の鐵輪』108~115頁、川崎重工業『蒸気機関車から超高速車両まで』1996年、55頁、同『車両とともに明日を拓く 兵庫工場90年史』「資料集」、1997年、53、178頁、参照。

いたから、ダブサはそのライヴァルないしバックアップ用機種であったことになる¹¹⁵。

ダブサの要目を掲げれば表 3-3 のようになる。

表 3-3 ダブサの概要

気筒 D×S：470×600	動輪軸距：2400mm
ボイラ圧：15.5kg/cm ²	機関車総軸距：11700mm
運転整備重量：102 トン	牽引力：8730kg
同上動輪上重量：40.21 トン	最大馬力：1000 馬力
空車重量：82.2 トン	速力：巡航 100 k m/h、最大 140 k m/h
動輪直径：2000mm	燃料：重油(撫順頁岩油)

騎西定明(満鉄教習所講師)「満鉄のダブサ型機関車の偉容を語る」『ロコモチヴエンジニアリング』1937 年 2 月、より。本多邦康氏提供。

燃料は重油専燃(海軍の表記なら専焼)で、ボイラの構造も鉄道省の機関車とは大いに異なっていた。これは確かにコストアップの一要因であった。

重油専燃のためボイラの火室に火格子は無く、内火室天井板、左右側板は低炭素 Ni(2.25%)鋼板製で、火室内は耐火煉瓦張り。熱負荷を恐れたためか、火室内に通常設けられるアーチ管(缶水循環促進のため水管)は無かった。火室には下部ダンパーより 1 次空気が吸い込まれ、両側面補助ダンパーより 2 次空気が吸入された(空気孔：片側 50mm φ×19 個を上下 2 列に配列)。燃料は主バーナ(火室底部中心線下後方)と補助バーナ(その右側)の 2 個から過熱蒸気により噴射された。

全長 3,800 mm の煙管には火室管板側長さ 600mm にわたって防食性特殊鋼管が使用されていた。煙管は大煙管(外径 90mm) 66 本と、小煙管(外径 51mm)30 本から成った。パシナの場合、大煙管(90mm)132 本、小煙管(51mm)70 本の配置であったから、これを断面積ほぼ半分、長さ約 3/4 にしたのがダブサのボイラということになる。恐らく、パシナのボイラと同じ材料がダブサにも奢られたのであろう。

然しながら、頁岩油を焚くと石炭焚火の場合より 2 割方、蒸発量が増す分、熱負荷も大きく、このボイラは各部に不具合を生じた。結局この見掛け倒しの重構造ボイラは計画性能を発揮出来ずに終わり、ダブサは石炭焚きに改造された。

気筒の排気を煙室内に噴出し、ボイラの通風を図る吐出管を“菊型”としたことや、ライセンス料の高さゆえに諦めたポペット・ヴァルブの代りに満鉄で初めて 1 両(501 号)に試験採用された“複口ピストン弁”等も本機に謳われた新機軸の一つであった。また、灰色がかったダークグリーンにクリーム色のツートンカラーの流線形フルケーシングも人目を

¹¹⁵ 但し、後述するボイラの不具合に泣いたダブサも機関に信頼性を欠いたジテも実績的には計画とは程遠かったようである。ジテ型 DC とダブサについては『鉄道車輛工業と自動車工業』20~21、26 頁でも若干触れておいた。

引くポイントであった。しかし、計画出力を発揮出来ないダブサは小単位の普通列車牽引にしか充当され得ず、満鉄蒸気機関車史上に咲いた一つの徒花として記憶に留められている¹¹⁶。

その反面、ダブサに盛り込まれたもう一つの新機軸の目玉にして恐らく最大のコストアップ要因、即ち鉄道省がその採用に対して消極的姿勢に終始したころがり軸受の弁装置、走り装置主要軸受全てへの導入は、その後開発され、成功作となったパシハへの踏み台としても積極的に評価されるべき技術革新と認められる。

その主(第1)動輪クランクピン(主連棒太端・連接棒主端)をはじめ、満鉄の機関車の中ではダブサに初めて、しかも重要部位の全てに採用されたのが **Timken** ならぬ **SKF** の自動調心コロ軸受……“あじあ号”の客車車軸軸受としても実績のある軸受……であった。

SKF 自動調心コロ軸受は主連棒、連接棒の他、返りクランクピン、加減リンク受け、動軸軸箱、先・従輪軸箱等に採用された。満鉄は先行のパシナに採用されたコロ軸受の成績が非常に良好であったがゆえに、ダブサの設計に際し、ころがり軸受の使用範囲拡大に踏み切ったのであるが、そのブランド、ないし型式は再三述べて来たような理屈の通り、全て **SKF** 自動調心コロ軸受へと切換えられていた。

SKF 自動調心コロ軸受には構造上、裏表が無い。このため、円錐コロ軸受におけるように多様な使われ方というものがない。その上、この軸受においては潤滑はほぼグリース一本槍であった。従って **SKF** 自動調心コロ軸受においては、とりわけそれが先台車や動軸軸箱に **inside bearing** として用いられる場合、構造的には同工異曲となる。そこで、かような面白みに欠ける適用部位は後回しとして、最も興味深い主クランクピン軸受の方から覗いて見ることにしよう。

蒸気機関車のクランクは片持ちクランクである。一般に片持ちクランクのクランクピンは片持ち梁の一種であるが、この片持ち梁は通常のそれとは異なり、トルク(ピストンからのガスないし蒸気圧荷重)による曲げと遠心力による歳差運動との複合の結果、複雑怪奇な運動

¹¹⁶ 新基軸の内、複式ピストン弁は鉄道省においても大正期、高回転時における蒸気供給効率改善を図る手段として 6760、8620、9600、18900(C51)、9900(D50)のそれぞれ一部に試験採用されたが、昭和初期、今村一郎によりその利少なく害多きことが実験的に解明され、退けられた経緯を有する技術である。ダブサを「高速」と称しても、動輪径自体が大きいから、さほど高回転とは言えない。満鉄側の思惑の程は窺い知れぬが、これに敢えて複式ピストン弁が試用されたというのは何とも理解し難い試みである。鉄道省における単式ピストン弁への統一については今村前掲『機関車共に』124~129 頁、参照。

なお、既に欧米では高回転時における流動損失低減を図りたい場合には複式ピストン弁などというシロモノではなく、ポペット・バルブ(但しレンツ機関等においてそうであるような両座弁)を採用することが定石となっていた。山田嘉久『蒸汽機関』岩波全書、1935 年、147~156 頁、池澤保『蒸汽機関設計』産業図書、1946 年、402~410 頁、参照。池澤によればアメリカでの“Poppet Engine”なる呼称の由来は弁の開閉音にあるという。

を余儀無くされる。蒸気機関車のクランクピンにおいては御丁寧にも車体の動揺による蒸気圧荷重の作用角度変位まで追加されることにな。こんな部位こそは自動調心コロ軸受にとって正しく天職を求むべき場所であった(図 3-27、-28、-29)。

参考までに SKF(但しそのアメリカ法人、SKF Industries, Inc.)の蒸気機関車ころがり軸受化への貢献について尋ねてみてもこの点は確認可能である。即ち、同社は先ず Timken を追うように 1931 年 10 月、New York Central 鉄道の^{ヘッドソン}2C2機関車 No.5343 の先台車、動軸、従台車軸受としてその製品を納めた¹¹⁷。

急行旅客機としての 13 万マイル走行後、これらの軸受の健全な状態が確認されたため、SKF は主連棒と連接棒の主クランクピン軸受への製品適用範囲拡大を断行した。この手順は先述した Timken の場合とソックリであるが、ロッド回りへのころがり軸受適用としては SKF の方がパイオニアであった。

1914 年、Alco によって製造され、大リビルドの後、1934 年 2 月に就航した Delaware & Hudson 鉄道のパシフィック機、No.609 がその濫觴である。主クランクピン回りの重量増加を伴うこのリビルドに際してはバランシングの変更が必須となるため、Ni 鋼製ロッド類のみならず動輪輪軸 Assey も新製された¹¹⁸。

No.609 の主クランクピン軸受としては図 3-27 に示されるように主連棒太端も連接棒側も同一サイズの自動調心コロ軸受が採用されたが、連接棒側は円筒孔でクランクピンに対してプレスフィット(油焼嵌)、主連棒側はテーパ孔のスリーブ止めであった。このようにすればクランクピンは段付きとなるが、これはピンに働く曲げモーメントの違いにも呼応しているため強度的に問題が無いばかりか、ロッドの脱着に際しては作業性の点で有利な設計でもあった。

スリーブの圧入に際しては隙間ゲージをコロと外輪との間に挿入し、内輪の拡径をチェックする方策が講じられた。運転中、このスリーブを定位置に保持する力は返りクランクから円盤状の鋼製スペーサを介して伝達された。スリーブの突出部の外周にはネジが切ら

¹¹⁷ cf. H.,E. Brunner and B.,W., Taylor, Roller Bearings on Driving Journals Show Economies. *Railway Mechanical Engineer*. Nov., 1932.

Alvin Staufer and Edward L., May, *New York Central's Later Power 1910-1968*. Ohio, 1981, pp.186~187 に、1927 年に誕生した N.Y.C.ヘッドソン=J 系列においては順次、炭水車や先・従台車のコロ軸受化が行われ、とりわけ J-1e No.5343 と No.5344 (1931 年 11 月建造)にはそれぞれ SKF と Timken のコロ軸受が採用された、とある。Timken 軸受も SKF 製品と踵を接するように N.Y.C.鉄道の機関車に導入されていたワケである。

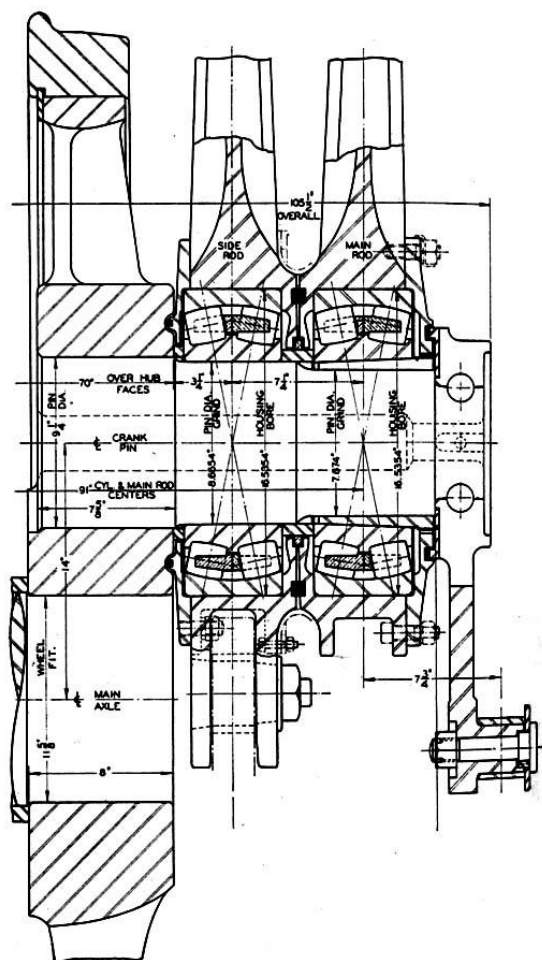
¹¹⁸, Roller Bearings for Main and Side Rods on D.& H. Locomotives. *Railway Mechanical Engineer*. Aug., 1934.

Staufer and May, *ibid.*は 1937 年 9 月から 1938 年 4 月にかけて 50 両建造された最終系列=“Super Hudson” J3-a においては総ての車軸にコロ軸受が採用されたとも述べているが、遺憾ながらクランクピン軸受に関する言及は無い。

勿論、N.Y.C.の次期のエース=1945 年 5 月に呱呱の声をあげた N.Y.C. class S-1(2D2) “Niagara” ともなれば全ての車軸、クランクピンから弁装置に至るまでコロ軸受の採用範囲が拡大されている。

れており、返りクランクとスパーサを取外し、ここにナットをかけて締め上げれば容易にこれを抜き取ることが出来た。

図 3-27 Delaware & Hudson 鉄道のパシフィック機 No.609 の主クランクピン回り

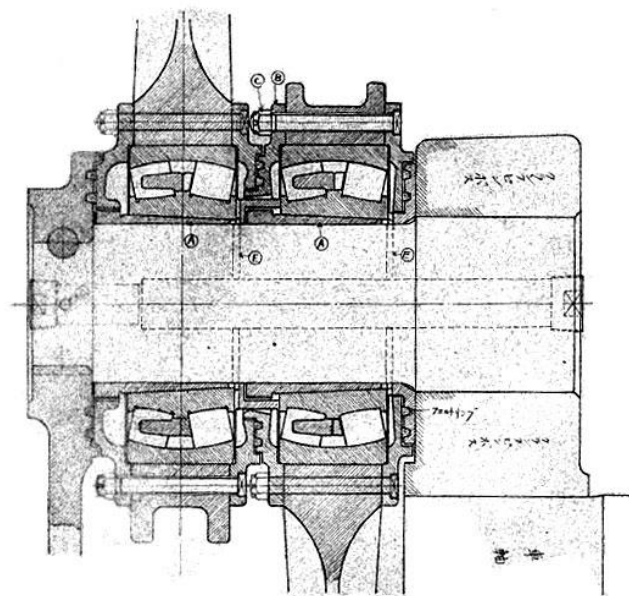


Roller Bearings for Main and Side Rods on D. & H. Locomotives. *Railway Mechanical Engineer*. Aug., 1934.

なお、自動調心コロ軸受だけではロッドの姿勢が正しく保たれ得ないが、No.609 においてはクロスヘッド・ピン、第1動輪クランクピンに用いられた通常の平軸受がこの姿勢保持に寄与するものとされていた。

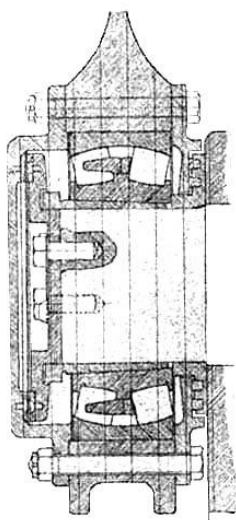
ダブサの主クランクピン回りもこれと似たような設計であったが、図示の通りテーパ孔・スリーブ止めの同寸軸受が並列されるというやや垢抜けしない構造になっていた。これは No.609 の当該部と比べると、2つのロッド(主連棒と連接棒)がピンから抜けようとする時に働くスラストが2つながらスリーブに印加される設計であり、とりわけその全てを受ける外側(主連棒側)にとっては問題有り気な設計である。

図 3-28 満鉄ダブサの主クランクピン回り(主連棒太端・連接棒主端の SKF 軸受)



南満洲鉄道輸送局発行・鉄道省工作局車輛課機関車係写『ダブサ形機関車説明書』、第 11 図。本多邦康氏提供。

図 3-29 満鉄ダブサの副クランクピン周り(連接棒副端の SKF 軸受)



同上資料より。縦の平行線はこの図がトレースされた原紙の罫線。

この資料は手書き青焼きで、「本説明書ハ満鉄輸送局発行ノモノデアルガ残部ナキタメ特ニ一部ヲ借用シテ主ナ部分ヲ摘出複写シタ」と表書きされている。主連棒太端、連接棒主端軸受は共にテーパ穴の SKF I-37607 番(外径 320mm、内径 170mm、幅 108mm、重量

21.0kg：旧型)であった¹¹⁹⁾。

この点について資料は、

SKF i 37607 番ノローラーベアリングヲ採用シテ居ル主連棒及連結棒ハ^{トキニアタリ}当時取外シヲスルタメローラーベアリングハ主連棒又ハ連結棒ノストラップ中ニ圧力嵌入サレテ居リ 取付ケノ際ロッドヲ取付ケピン【クランクピン】トベアリングハウジング【インナーレース】トノ間ニスリーブヲ押込ミスリーブトピン【クランクピン】又ハスリーブトハウジング【インナーレース】内側トガ回転ニヨリ摺ラナイ程度ニ嵌入スルコトガ仲々六ヶ敷シイノデアル。而シテ先ヅ連結棒ノ取付ケヲ終リタル後カバー⑧ヲ締付ボールト⑨ニテ締付ケタル後主連棒ヲモ同様ニ取付ケタル後レターンクランクヲ取付ケルノデアル。

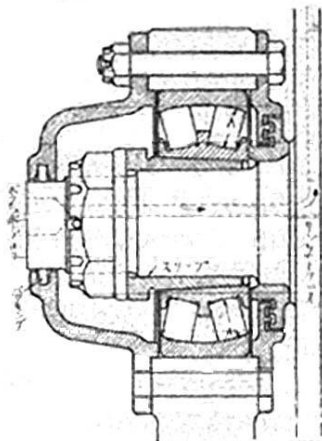
と語っている(ルビ、【 】内引用者)。

誰のものか、用語法が無茶苦茶であるが、^{サイドロッド}連接棒の軸受はロッド端に明けられた貫通穴であるハウジングに圧入され、カバー⑧にて両面から挟まれている。^{コネクティングロッド}主連棒太端の軸受も同様で、カバー⑧は“フェルト・リング”と呼ばれる最も簡単な密封装置の担持体を兼ねている。スリーブとカバーとは相対運動する以上当然であるが、直接接触しておらず、クランクピンの軸方向にスリーブを押す力の伝達経路は、返りクランク(図の左端)内面 → (件のシム) → 主連棒軸受スリーブ → 中間リング → 連接棒軸受スリーブ、となっていたらしい。なお、図からは連接棒の姿勢保持に係わって特段の配慮がなされているような形跡は窺えない。

潤滑はSKF 28 号軟グリースで、グリースはロッド端の“ストラップ”部および返りクランクピン中心に設けられたニップルから充填され、後者は返りクランクピン・ニップル → ピン内部、軸方向のグリース溜 → 半径方向の給脂孔⑩を経て軸受に到達した。グリースは⑩から入って左に進み、役目を終えればカバー⑧の内腔部に溜まる。上に「中間リング」とした部品は力の伝達と新旧グリースの混交を防止する機能を担っていたと見て取れる。主連棒他端の軸受も同一型番である。こちらもスリーブはナットで締め込まれてはおらず、キャップで(シムを介して?)押さえられているだけであり、給脂は“ストラップ”のニップルのみによった。

図 3-30 満鉄ダブツ加減リンク受けトラニオン軸受

¹¹⁹⁾ 以下、SKF 軸受の寸法等については東洋ベアリング製造㈱『NTN Bearings No.430』ca.1956 年、148~162 頁、あるいは『NTN Bearings No.600』ca.1960 年、158~174 頁所収の「球面コロ軸受」、「球面コロ軸受 新旧形番対照表」、「旧形番重量表」による。



『ダブサ形機関車説明書』、第4図。本多邦康氏提供。

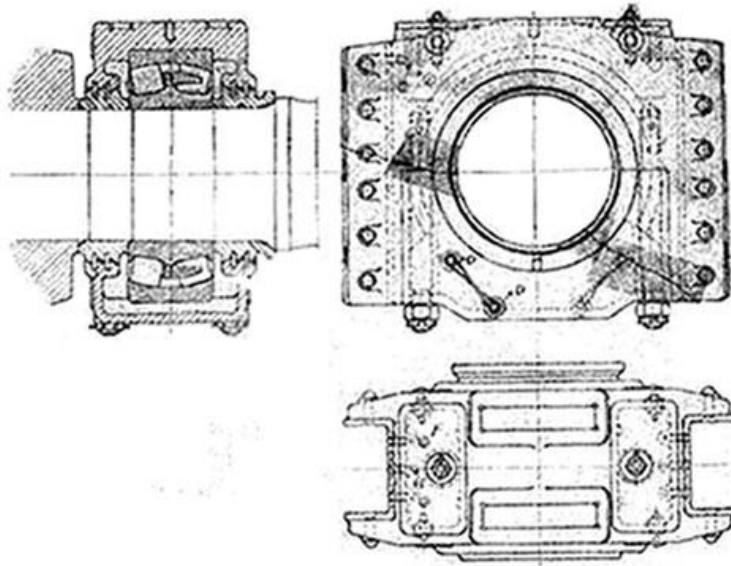
図 3-30 はダブサの加減リンク受けのトラニオン軸受で、当該部分の片側のみが表示されている。軸受は同じくテーパ穴の SKF 22614 番(外径 150mm、内径 70mm、幅 51mm、重量 4.26kg：新型)であり、ごく普通に取り外しスリーブでセットされていた。このケースにおいては左右対称に加減リンクを挟む支持構造になっており、軸は短かったから、軸受自体の自動調心性はほとんど問題にならない。

また、類似の構成を有する前掲図 3-1 の返りクランクピン軸受において軸受外輪を抱いている偏心棒ストラップとダブサの加減リンク受けそれぞれの設計を比較すると、後者の方が取外しスリーブによる固定であることを除いても、遥かに工作容易な形状に簡素化されている。この辺りには時の流れが看取される。

密封装置は同じくフェルト・リングで潤滑は SKF28 号軟グリースによっていた。加減リンクとこれによって駆動される心向棒(radius bar)の滑り子(sliding block)との摺動部は Bosch 給油ポンプから圧送される油を軸およびリンクに設けられた油道を通じて導く構成で、加減リンク上部に設けた油ツボから油を垂らす鉄道省の方式よりハイカラであった¹²⁰。

図 3-31 満鉄ダブサの動軸軸受

¹²⁰ 回転斜板とプランジャポンプを組合せた Bosch 給油ポンプについては軸受・潤滑油便覧編集委員会『軸受・潤滑油便覧』480~481 頁、参照。



前掲『ダブサ形機関車説明書』、第9図。本多邦康氏提供。破れをテープで補修した原紙から青焼きされたもの。

動軸軸受は図 3-31 のようなモノで、軸受は円筒穴の SKF I-26311 番(外径 420mm、内径 220mm、幅 138mm、重量 90kg : 旧型)、これが inside bearing の形で左右に各 1 個用いられた。軸受の内輪とこれをサンドイッチする内外のカラーにはグリース飛散防止用にフリンジャ効果(第 10 章 第 1 節参照)を強く意識した設計のラビリンス・シールが構築されている。内輪はこのカラーと共に軸に圧入されており、取外しスリーブないしアダプタ・スリーブは用いられていない。これはジャーナル部に研削仕上げがなされていた証しである。但し、こんな構造であったから、軸受の交換には輪軸の完全分解が必要であった。

平軸受においては動輪ハブ内面と軸受メタル外側面との間でスラスト荷重を受ける関係上、直系の大きい当該部分の摺動速度はジャーナル部より大となるため、大きな摩擦損失を発生させるが、SKF 自動調心コロ軸受は幾らかスラスト負担能力があり、かつスラスト方向ガタも僅少であるため、この余計な引摺りは排除された。

潤滑は加減リンク受け軸受と同様、SKF28 号軟グリースによっており、軸箱下部に取り付けられた“グリースセラー”を外すか、下方に設けられたグリースニップルからガンを用いるかの方法で、月一回程度、この軟質グリースを補充すること、“グリースセラー”の取外しに際しては周辺部を清掃し、異物の滲入防止に意を用いることが求められていた。

ダブサの動輪軸箱においては軸箱 ⇄ 台枠間の摩耗対策として、一般的な平軸受を用いた機関車用動輪軸箱に付きモノの軸箱^{くさび}楔が用いられていなかった。従って、その締め上げによるガタの追放策も援用され得ず、軸箱^{じくはこもり}守(pedestal=台)ないしその“摺り板”と軸箱との間の摩耗を防止することがガタ発生^{くさび}の抑制に対して唯一、採り得る手立てとなっていた。

そもそも、何故、蒸気機関車の動輪軸箱に軸箱^{くさび}楔なるモノが常用されていたかと言えば、

蒸気機関車においては“ロッドベースとホイールベース、即ち連接棒中心間距離と動軸軸距との不整合”および“ピストン隙間容積の前後不均等”の排除機能を担う部品が必要不可欠だったからである。前者については既に述べた平行四辺形と台形のハナシで、最早、自明と思われるが、後者については次のような理屈になる。即ち、

動軸の軸箱守は前後何れかに約 $1/10$ の勾配を附し軸箱と軸箱守との間に楔を使用し、て軸箱案内部が摩耗して隙間が出来た場合に楔を締め上げて調節してゐる。軸箱守の前後何れに勾配を附するかは主連棒太い端の楔の位置と関連するのであって若し主連棒の楔がクランクピンに対し前方にある場合には軸箱守の楔も車軸に対して前方に置くべきである。かくすることにより受金が摩耗してもシリンダに於けるピストンの前後の間隙を大体同一に保つことが出来る(多賀裕重『鉄道車輛』鉄道工学会 1940 年、102～103 頁より【傍点引用者】)、

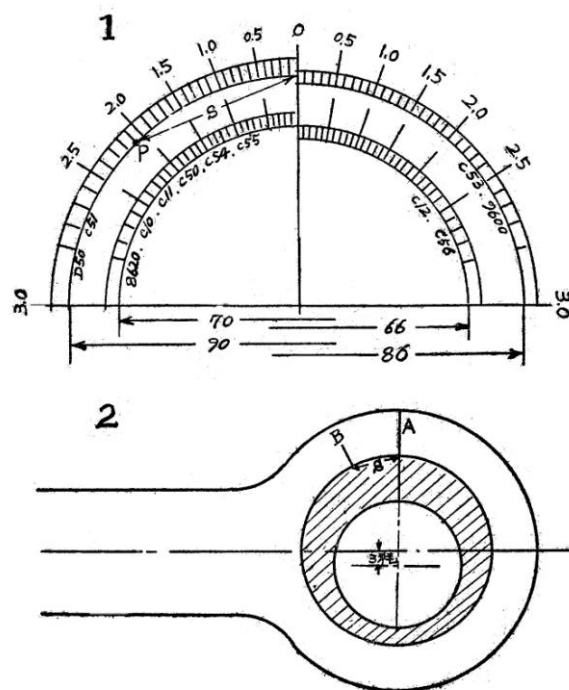
ワケである。

つまり、主連棒太端のメタルは必ず減る。動軸軸箱守部においても幾許かのガタが必ず発生して来る。前者の減った分を楔で前方から追い込むと主連棒中心間距離(クロスヘッドピンからクランクピンまでの距離)が若干伸びる。このため後者を詰める際、同じように前方から追い込んでやる(動軸中心を後退させる)ことで主連棒中心間距離の増分をある程度相殺させ、ピストン位置の前方偏倚ならびに気筒出力の前後不均等化を可及的に抑制する、という寸法である。

勿論、主連棒細端、クロスヘッドピンのメタルも必ず減るものであり、この部分は普通、構造上、後方から楔で追込まれるから、ここにも主連棒中心間距離の増大要因が存在しており、楔の調整によってその相殺が図られねばならない。

“ロッドベースとホイールベース” との間のかかる関係は弁装置にも応分の調整機構を要求する。図 3-32 は鉄道省の機関車における例であるが、偏心棒が返りクランクピンを抱く端部には補修部品として(D51 辺り以降は組付け部品として)“偏心ブシュ”が充当されていた。この場合、必要とされる偏心棒両端中心間距離調節量をゲージ(+なら左側)に当てはめ、これによってブシュの必要回転角を弦長の形に置き換え、ブシュ外周に野書いてその回転角の目印とし、これに合わせてブシュを圧入することになる。

図 3-32 3mm 偏心ブシュの回転による偏心棒ロッドベースの調整



中井知義『最新 機関車修繕教範』第4版、交友社、1944年、231頁、第183図。

C51において+2.2mmの偏心棒両端中心間距離延長が求められた場合、その値を1.の左側、C51の返りクランクピン径を表す円周目盛上にプロットし(P)、同一円周上の“0”目盛からの直線距離“S”を判読、2.に示される偏心ブシュ外周に“S”を移して罫書き(B)、その“B”を基準線“A”に合致させる調整手順が例示されている。

かような芸当がいとも簡単に(?)出来るのは「滑り軸受ならでは」である。逆に言えば、ころがり軸受をかかるといふ部位に用いるためにはそれ自身の長寿命とホイールベースの厳重な管理が大前提となる、ということである。

さて、これらの記述だけからでも複数、通常は3つ以上の動軸を有し、軸箱守やロッド軸受類に摩耗の早い、しかもその進行に均等性が保証されていないメタル類をこれでもか、と言うほどに遣う蒸気機関車なる機械の意外に巧妙な“造り”と、その整備の面倒さ加減が窺い知れるというモノであろう。

また、楔による追い込み不能なフローティング・ブッシュの如きが使用されたパシナ等の主連棒太端について、現場検修員・乗務員が頻々たる取替えや給油作業、応急処置を余儀無くされていたであろう情景も目に浮かぶ。

逆に、主連棒太端や連接棒に内部隙間も摩耗も極めて小さいころがり軸受が使用され、かつ、動輪軸箱回りに調整機構を欠く構造が採用された蒸気機関車の動輪軸箱守部に一朝、大きな摩耗を生ずれば、一大事は必定である。ダブサの設計において軸箱守摺動部の摩耗対策に万全が期されねばならなかった所以がここにある。

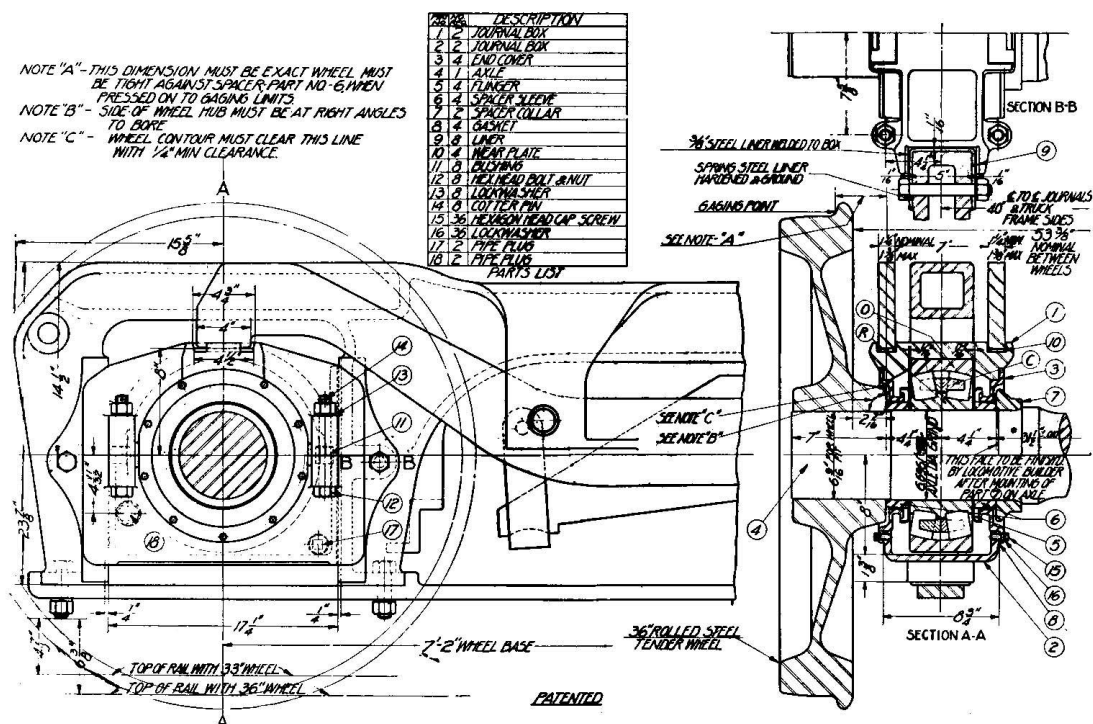
然るに、面倒を避ける意図からか、幸いにも(?)2動軸車として開発されたダブサではあ

ったが、その軸箱守摺動部の摩耗防止策ないし潤滑機構たるや誠にチャチであった。棒台枠側の摺動部に厚さ 20 mmの砲金製“摺り板”(liner)が取付けられ、軸箱側の摺動面に NiCr 合金鋼の「コ」の字断面型鋼材(厚さ 10mm)が溶接・リベット止めされ、摺動部への油は軸箱本体前後上部の油溜から細管に挿入された“通綿”(trimming: 通常は毛糸で作られる)によって吸い上げられた後、摺動面に滴下する、という構成が採られていた……ただそれだけである。

確かに、この油溜には Bosch ポンプより水平油管を経て分岐した細管を通じて給油が行われる一方、Hot Box が発見された際には応急措置として動輪スポークの間からオイルガンでニップルに手動給油し、“通綿”の挿入されていない、標準油面より高い位置に設けられた細孔より油をオーバーフローさせる強制潤滑措置を講ずることも出来た。しかしこの程度のことなら嚴重な摩耗防止策として特筆されるに値しない。多少、ハイカラな Bosch ポンプ(パシナにも既採用)と軸箱側摺動面に用いられたライナーが合金鋼製という点を除けば、鉄道省の旧式(板台枠式)の動輪軸箱と何ら変わるところはなかったからである。軸箱楔なしでこの構造、となれば周到な設計という評価には到底及ばぬであろう。

ダブサの先輪には SKF22330 番(外径 320mm、内径 150mm、幅 108mm、重量 41.6kg: 新型)、従輪には SKF I-37606 番(外径 300mm、内径 160mm、幅 102mm、重量 33kg: 旧型)自動調心コロ軸受が採用された。何れもアダプタ・スリーブを用いて軸と内輪との固定を図るタイプである。潤滑法等は動輪軸受・軸箱の場合と同様であった。残念ながら、鉄道省のスタッフによる写本にはそれらに関する図面が欠落している。それは、さして面白くもない、との判断故の省略であったのかも知れない。恐らく、構造的には『車両用ころがり軸受』68 頁、第 3・53 図、あるいは『軸受・潤滑便覧』643 頁、図 6・4 の如きモノだったのであろうが、ここではアメリカにおける実施例を図 3-33 として掲げておく。

図 3-33 SKF 自動調心コロ軸受の先台車への応用例



ARA Locomotive Cyclopedia of American Practice Ninth Edition — 1930. p.779, Fig.1913.

因みに、この例は油潤滑で、潤滑剤としては“heavy mineral cylinder oil or valve oil”とある(p.781)。

さて、この機関車は新機軸が多数、盛り込まれ(過ぎ)ており、それだけに製作費も莫大に
 ついたと伝えられている。

遺憾ながらダブサの価格に関する資料に当たっていない。しかし、後の行論との絡みで満
 鉄の機関車群の相対価格について簡単に表 3-4 として掲げておきたい。

表 3-4 蒸気機関車の相対価格(単位：円)

満鉄 1935 年調べ(推定値)		鉄道省('41 年末 '35 の平均約 5 割高)		アメリカ(1925 頃)	
ダブィ(90.5)	22,000(米国製)	C11(52.2)	89,181		
ダブニ(93.6)	74,000				
ダブサ(99.9)	不明				
パシコ(118.8)	88,000	C51(82)	81,900(1925 頃)	2C1(140)	87,320
パシロ(99.4)	101,000	C59(92.6)	128,127		
パシナ(118)	137,000				
パシハ(114.9)	215,000				
ミカイ(102.3)	94,000	D50(91)	90,970(1925 頃)	1D1(131)	106,600
ミカニ(115.8)	106,000	D51(88.8)	122,456		

ミカサ(93.6)	83,000			
ミカシ(124.6)	104,000			
ミカコ(103.9)	101,000			
ミカロ(89.8)	86,000			

()内の数字は機関車重量(t)。

満鉄：『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』134 頁より。パシナの価格について有原俊二『最新版 最新機関車工学』東洋書籍出版協会、1935 年、巻頭グラビアの説明には「約 150000 圓」とある。

鉄道省、アメリカ：都崎雅之助『我国の鉄道車輛工業』コロナ社 1950 年、356、361 頁より。

既に昭和初期、わが国は蒸気機関車製造業という非量産・非先端的重工業分野においてアメリカ企業とある程度、競争し得る実力を備えていた様子が窺われる。事実、この競争力はアジアの第三国市場への輸出において発揮されていた。その工業基盤を以って製造された内地、鉄道省向けの標準的な機関車と外地向けのそれとの価格に大きな落差は見られなかった。しかし、パシナは重量比以上に高くついており、パシハに至っては 2 倍からの価格になっている。パシハの高価格は SKF 自動調心コロ軸受という高級な機械要素が贅沢に投入されたことの結果であったと見られる。勿論、同様の傾向はダブサにも当てはまったであろうし、重油専燃ボイラを搭載したため、パシハ以上にコストパフォーマンスは劣っていたと考えられる。

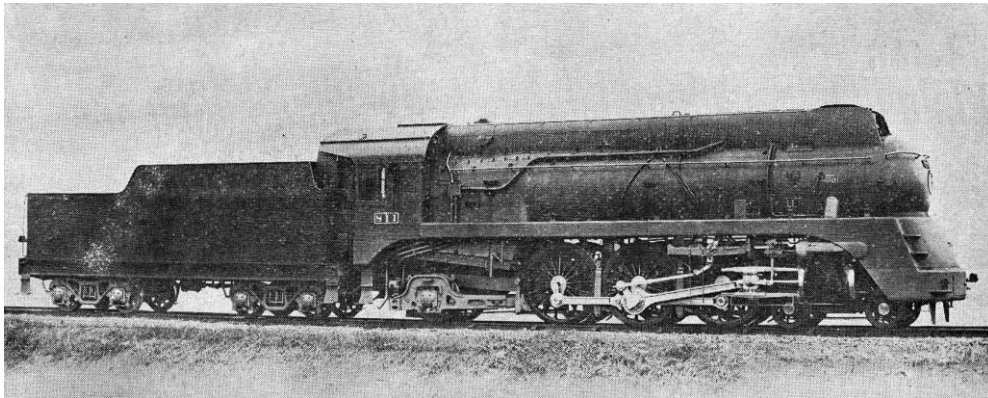
iii) パシハ

そのパシハ(動輪径 1850mm、最大動輪周出力 2,057 馬力。後の“勝利 8 型”)はパシナにおける経験とダブサにおける展開を基礎として 1937 年、日立笠戸で 6 両だけ製造され、“はと”などの牽引に充当され、1940 年には大連工場にて部分改良型が 10 両増備された 2C1 の急客機である。このパシハは満鉄の蒸気機関車史上、最も進んだ構造を有する、そして満鉄としては上述の機関車試験台を活用して改良された初めての機関車であった(図 3-34)¹²¹。

図 3-34 満鉄パシハ型蒸気機関車

¹²¹ パシハについては市原・小熊・永田・安養寺『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』194~197、224 頁、田邊『大陸の鐵輪』100~107 頁、参照。なお、前者の 135 頁には台上試験中のパシハの部分写真(写真 2・13)が掲げられており、また共に次のようにも記されている。

【機関車試験台による】試験結果は現場における実際的試験と相まち、特に 2C1 過熱テンダ機関車パシハ形の場合のように機関車の設計および運転業務の急速な改善に資するとともに、それらの実用化に大きな貢献をもたらしたのであった(【 】内引用者)。若干、文意不明ではあるが、ともかく試験台による試験も少しはパシハの改良設計にフィードバックされたということであろう。



樋口與内『機関車之構造及理論』華北交通株式会社北京鉄路局、1941年、巻頭グラビア、より。

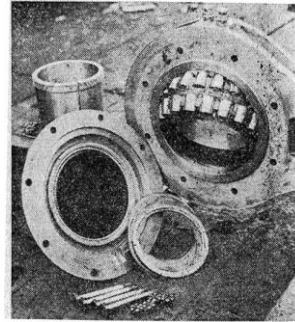
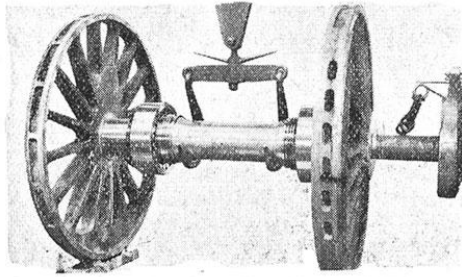
パシハは、使用蒸気圧の点でこそパシナやダブサの 15.5kg/cm^2 を下回る 14.5kg/cm^2 と、些か物足りない作品であったが、ころがり軸受の使用に関しては満鉄蒸気機関車中の最高傑作であった。ころがり軸受は何れも SKF の自動調心コロ軸受で、先輪軸受には I-22300 番¹²²、図 3-35 に示す動軸軸受には I-26313 番(円筒穴、外径 490mm、内径 260mm、幅 153mm、重量 134kg：旧型)、従輪軸受には I-37608 番(テーパ穴、外径 340mm、内径 180mm、幅 114mm、重量 48kg：旧型)、主連棒太端ならびに連接棒主端＝クランクピンには I-37610 番(テーパ穴、外径 380mm、内径 200mm、幅 126mm、重量 67kg：旧型)、炭水車車軸には I-37606 番(テーパ穴、外径 300mm、内径 160mm、幅 102mm、重量 33kg：旧型)が採用された。残念ながら、返りクランクピンや加減リンク受けトラニオン軸受については不明である。

パシハの連接棒第 1、3 位軸受にはパシナとダブサの経験を総合し、フローティング・ブッシュが採用された。3 動軸機において“ロッドベースとホイールベースとの整合性”を確保するための手立てとしてどうしても連接棒側に若干多めのガタを確保しておきたかったというのが本音らしい¹²³。

図 3-35 パシハの動軸軸受

¹²² 『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』195 頁の記述に表記ミスがあるようである。正しくはダブサのそれと同様、22330 番かと想われる。

¹²³ なおパシハの動輪軸箱は開発の過程において楔による調整方式からダブサ様の構造へと変更されたい。『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』196 頁、参照。



日本機械学会『機械工学年鑑 昭和十七年』339 頁 第 19 図、340 頁 第 20 図。

また当初、パシハの自動調心ころ軸受には故障が頻発した。例えば、パシハの炭水車は重心引き下げのため、自動給炭機取付け面を出来るだけ低く抑えたいという圧力によって設計上、しわ寄せを被り、その車軸軸受にはやや小径の SKF 軸受が採用されていた。しかし、これでは持たず、保持器の破損が生じている¹²⁴。

保持器の損傷はコロの運動の不斉一の結果であろう。そもそも、パシハの炭水車はパシハのそれを 0.89t 上回る 85t もの最大運転整備重量を有していた。車輪径、台車軸距はそれぞれ 920mm、1900mm で相等しかったが、ボギー中心間距離はパシハの 6025mm に対して 5656mm とパシハの方が 369mm 短かった。かように重いくせに短い炭水車ではその車体蛇行動がより高い周波数、高い強度で発現し、左右の車輪に交互に作用する横圧も大きくなって然るべきである¹²⁵。

¹²⁴ 『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』196 頁、参照。

¹²⁵ 蛇行動は円錐踏面を有する鉄道車輛が平行な 2 本の軌条上を走行する際に発生する固有の運動で、輪軸(群)の左右方向の運動とヨーイング(垂直軸回りの運動)とが連成した自励振動である。ある輪軸において、

$$1 \text{ 軸蛇行動の波長 } S_1 \text{ は、 } S_1 = 2\pi (ar/\lambda)^{0.5}$$

$$2 \text{ 軸蛇行動の波長 } S_2 \text{ は、 } S_2 = S_1 [1 + (b/a)^2]^{0.5}$$

で表現される。ここに、 a ：中正位置における車輪と軌条との接点間距離の $1/2$ 、 r ：車輪半径、 b ：軸距の $1/2$ 、 λ ：車輪踏面勾配値 $\tan \theta$ 、である。

ボギー台車の蛇行動は 2 軸蛇行動と類似しており、前後台車の蛇行動が連成された結果生ずる車体蛇行動もまた、2 軸車のそれに似たものとなる。

蛇行動の波長は速度と無関係であり、速度が増すに従って振動の周期が速まり、左右動の加速度が増大する。従って車輪フランジが軌条に衝突する際の衝撃も大きくなる。

台車蛇行動については松井信夫『電車の振動と新しい台車』電気車研究会、1956 年、22~24 頁、同「鉄道車両の振動」(大塚監修『鉄道車両』第 7 章)、参照。拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』9 章においても若干、論じておいた。

蛇行動によって車軸軸受には断続的に逆方向のスラストが負荷される。しかも、自動調心コロ軸受の対スラスト負荷容量は円錐コロ軸受ほど大きくはなく、スラスト荷重の作用下においてはたる型コロに件のスピン・モーメントまで発生する。これによって左右列のコロにおける公転速度の不斉一、保持器への過大な交番応力の印加とそれによる変形が周期的に繰返され、遂にその疲労破壊を招来したものと推定される。

パシハには応急的に改造中のパシコの炭水車台車が振替えられ、更には小径のコロを多数備えた高負荷型自動調心コロ軸受への置き換えが図られた。そして最終的にはより基本動定格荷重が大きく、保持器自体の強度も高められた大径の軸受を使用するよう設計変更が実施された。

クランクピン軸受もトラブルのタネであった。曰く、

さらに、クランク・ピンのベアリングは最初インナー・レースを抑えてあったが、これであると遠心力で振られるために、リティナーが破損したので、のちにアウター・レースを抑えることによって改善され、この方法が基準として採用された。もちろん、リティナーの故障についてはその指の強度が不足していたので、その改良も行われたのであった(『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』196頁)。

先達には誠に申し訳ないが、こんな文章では理解せよと言われても、俄かに頭に入れられる方が不思議である。しかし、手立てはある。それはダブサの主クランクピン回りを表した前掲図 3-28 と、この部分に関して資料に付されていた解説がそれに他ならない。先の解説を編集・再掲してみよう。曰く、

クランクピン＝主連棒及び連接棒軸受の外輪はそれぞれのストラップに圧入されており、取付けの際には軸受組付け済みロッドを取付け、クランクピンと軸受インナーレースとの間にスリーブを押込み、スリーブとクランクピン、又はスリーブとインナーレースとが滑って回らない程度に嵌入するが、これは仲々微妙な調整になる。先ず連接棒の取付けを終えた後、カバー⑧を締付ボルト⑨にて締付けた後、主連棒をも同様に取付け、最後に返りクランクを取付ける。

パシハの当該部分もこれと同工であったと見て良ければ、「クランク・ピンのベアリングは最初インナー・レースを抑えてあった」と言うのであるから、恐らく、主連棒(外側)スリーブを押さえる力の伝達経路の発端に位置する返りクランクの内面と主連棒スリーブとの間には Delaware & Hudson の No.609 と同様、圧力調整用に然るべき厚さのシムがセットされていたのであろう。この方法ではナットで直に締め上げるほど強力・確実な軸力は発生しないが、潤滑さえ行き届いておれば、緩い締め込み(中間嵌め)でもクリープの心配は無いし、滑っても問題にはならない。実際、軸に大きな撓みを生じ、かつ、頻繁な取替えを事とする圧延機のロールネック軸受等においては隙間嵌めが普通に^{ルーズフィット}行われているほどで

蛇行動解析は複雑精緻な、しかし今もって多くの省略と過程に基づいて構築された理論体系をなしており、新しい台車の開発はシミュレーションや模型・実物実験の結果と照合させながら進められている。この点については 10 章 3 節を参照されたい。

ある。

しかし、「遠心力で振られるために、リティナーが破損した」という段は脈絡は一向に判然としない。保持器が破損するほどの遠心力が単なる動輪の回転によってこの部分に作用するなど有り得ない。そんな事態が起きる位なら他に破損する箇所など幾らも有る。

考えられる唯一の筋書きは、片持ちクランクのクランクピンはトルク荷重と遠心力に起因する倒れを伴いつつ旋回するという。振れ回りする片持ちクランクのクランクピンに支持されたマスの大きい軸受回りにおいてはこのマスに作用するトルク荷重と遠心力とのピン先方向への分力が発生するという。そして、これによりとりわけ主連棒太端軸受に断続的なスラストが印加され、恰も上に見た炭水車車軸軸受において生じたようなコロのスピン・モーメントならびにそれに起因するコロ公転速度の周期的ムラ→保持器に対する振幅応力発生という状況が現出したであろうということである。

しかも満鉄の設計(図 3-28)は Delaware & Hudson No.609 のそれ(図 3-27)と異なり、連接棒側(内側)のマスに起因するスラスト分力をも主連棒側(外側)に作用させてしまう設計だという事情が考慮されねばならない。このスラスト分力はロッドと軸受をピン先に向って押し出すから、恰もスリーブを締め込み過ぎたのと同様の効果を発現させる。スリーブを締め上げ過ぎたのと同じことになれば内輪は拡張し、とりわけその半径方向厚みが乏しいスリーブ入り口側においてその効果は幾分大きく、ラジアル隙間の減少と内外不均等とが発現するであろう。とりわけ大きなスラストを受け、かつ、クランクピンの倒れ幅の大きい外側において内部隙間が僅少となれば軸受寿命に良い効果など期待出来るワケがない。

「のちにアウター・レースを抑えることによって改善され、この方法が基準として採用された」というのは、返りクランク内面と主連棒側スリーブ端面との間に挿入されていた(蓋然性の高い)シムを撤去または調整し、スラスト分力を“内輪からスリーブを介して”ではなく、“外輪から主連棒側(外側)カバー⑩を介して”返りクランクへと伝達させるよう改める策が講じられたことを指すのであろう。主連棒側カバー⑩の外面と返りクランク内面とは元々シール機能を担う部位であったから、その一部に摺動面としての機能を担わせても潤滑の点でさしたる問題は派生しなかったと考えられる。

この措置を講じた結果、スリーブ端が完全に自由になったとは思えぬが、そのお蔭でスリーブは従前にも増してフリーとなり、満鉄得意のフローティング・ブシュほどではないにせよ、低速惰力運転時、遠心力と重力とが均衡する局面などにおいては結構、滑るようになったのではないかと考えられる。

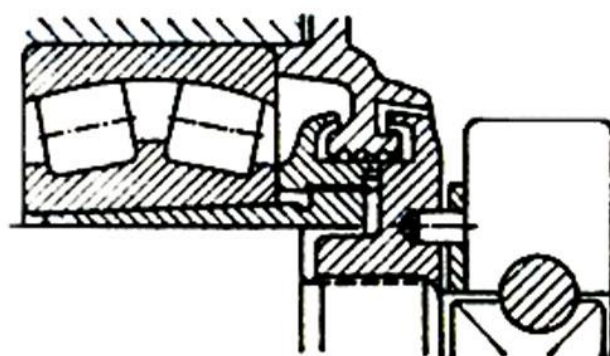
一連の経過は「アウター・レースを抑えることによって改善され」たと言うより、“主連棒、連接棒のスッポ抜けを食い止める方式を内輪止めから外輪止めに改めて事なきを得”たと表現されるべきであろう。これならいっそ、円筒穴の SKF 自動調心コロ軸受をフローティング・ブシュと併用し、外輪止めを採用していても、面白かったかも知れない。

以上がわれわれの考えつく唯一の理解である。ただ、上に触れたシール技術にしても、初期においてはそれ自体の稚拙さにより、整備とりわけ組立や洗缶中、動輪軸受に水分侵

入を来たし、軸受内部に腐食を惹起するトラブルを惹起させている。パシハの動軸軸受のシールは遠心力に依拠し、回っていない時はシール性を発揮しないダブッ様のモノであったと見られるから、これも当然の帰結であったろう。

こういった問題点の根本的解消についてはより嚴重なシール機構と進化したスッポ抜け防止機構とを併せ持つ太端部への設計変更を俟つ他無い。しかし、満鉄にこれを行うための猶予は与えられなかった。何時、何処の蒸気機関車に採用された設計かは不明ながら、かようなシール機構を有し、かつ、スリーブと内輪抑えとをネジで結合・一体化することにより、内輪のスリーブへのせり上がりを防止する巧妙な位置決め・脱落防止機構を与えられた太端部というモノも世の中には確かに存在していたのであるが(図 3-36)。

図 3-36 嚴重なシール機構を持つ自動調心コロ軸受外輪抑え型太端



(株)不二越『NACHI ころがり軸受』(技術ハンドブック 5-II)、1972 年、14-19 頁、㉓。カバーないしシール環の外縁取付部については元々、図の範囲から除外されてしまっているが、残された部分の断面形状からしてここが十分な強度を持つボルト止め用のフランジであったことは疑い得ない。

なお、パシハは走行中、主クランクピン折損による大事故まで発生させている。しかし、これは軸受にではなく、クランクピンの製造不良(削り過ぎと肉盛り補修)に起因する椿事であった。

更に、動軸においては動輪への圧入部にヘアー・クラックが入る事故が発生した。これも軸受そのものが原因ではなく、軸受内径に合わせて圧入部の軸径を落したため動輪圧入部に応力集中を来たした結果と判明し、動軸中央部の径を落して応力の均等化を図る対策が奏功した。その後、運用および作業の慣熟と共にこの種の初期トラブルは根絶せしめられた。

その結果は 1938 年における 1 日 1 台当り平均走行距離がパシハの 474.8 km に対して他の 2C1、3 機種が平均 290.1km に過ぎなかったという数字に、あるいは 1940 年において 31.5~34.5 ヶ月の運用後における一般検査入場回帰がパシハの 451,420km に対して他の 2C1、2 機種が平均 296,310km に過ぎず、足・ロッド回りの走行 1,000km 当り工場一般修繕費に至ってはパシハの 2.32 に対して他の 2 機種は平均 8.14 にも達していた、という数字にも現れている。

他の修理費用発生項目としてボイラ関係の数字が挙げられているが、パシハの 9.24 に対して、他は(1 機種のみ表示)18.97 とある。パシハの合計は従って 11.56(比較機種は 28.25)となる¹²⁶。

わが鉄道省において車輛修繕費が総事業費に占める割合は、都崎雅之助によれば 1912 年の 14.6%からほぼ単調に漸減し、1923 年に例外的に低い 9.1%をマーク、以後、1935 年まではほぼ 9 %台後半で定常的に推移した(その後の数値は不明)。これは大正期を通じて開発・設計合理化能力、新製能力のみならず、検修体制の基本が確立せしめられたことを窺わせる数字である。

この値を 1934 年におけるイギリス 4 大鉄道(L.M.S.R., L.N.E.R., G.W.R., S.R.)のそれ(16.12、21.74、15.46、14.46%)と比較すれば著しく低位であり、わが国有鉄道が極めて合理的な車輛検修体制を確立していた事実が看取される¹²⁷。

国有鉄道における 1935 年の蒸気機関車 1 両当り工場一般修繕(3 年または 36 万 km 以内)の費用は 6,474 円であり、これを一律に回帰 36 万 km として走行 1,000 km 当り一般修繕費で表現し直せば 17.98 円となり、満鉄の数字と概ね対応する。パシハが鉄道省の基準を 25%上回る 45 万 km を走行して 11.56 円、というのは確かに立派な成績である¹²⁸。

ころがり軸受の体系的導入は蒸気機関車のイニシアル・コストを極度に押し上げる要因ではあったが、“ノータッチ”での長距離運転能力ならびにオーバーホール回帰の延長に大きく資するところがあった。「新京(長春)」機関区に所属したパシハなど、「新京」～安東間片道 580.6km の長距離仕業に就いていた時期さえあるという。先に見た名古屋機関区配属機における“ロングラン”は元より、水槽車を従えて東京～名古屋間 336km を通し運転して騒がれた初期の“燕”の C51(沼津機関庫)あたりと比べると、格の違いも甚だしい¹²⁹。

文献はころがり軸受を車軸に採用した満鉄ゆかりの蒸気機関車について、今一つの事例を挙げている。それは満鉄が 1936 年、東西鉄道路線として発展の緒についた中国、隴海鐵路に用いるため南京政府鉄道部が行った入札を落し、翌年にかけて製作した 1E 型機、No.1~3 であった。設計は満鉄で、先台車軸受として Timken の(円錐)コロ軸受が使用されていた。30.0m³という大容量の炭水車水槽はこの機関車が就役する地方の水不足を反映する。同型機 No.4~7 の 4 両は汽車製造会社をまとめ役としてボイラ、台枠、動輪、動軸軸

¹²⁶ パシハの初期故障等については市原・小熊・永田・安養寺『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』196~197 頁、参照。最後に掲げた数字の出所は日本機械学会『機械工学年鑑 昭和十七年』339 頁。単位は「円」と推定される。

¹²⁷ 都崎前掲『我国の鉄道車輛工業』378 参照。

¹²⁸ 都崎前掲『我国の鉄道車輛工業』396 頁、参照。なお、同書 399 頁、第 203 表の数値を絡めて計算すれば、工場一般修理の費用は平均して 45.70 円となり、前掲の数字と全く合わなくなる。これは一般検査までの回帰距離の著しく短い二線級以下の機種が相当多数、在籍したためであろう。

¹²⁹ パシハの長距離運用については『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』224 頁、参照。なお、“勝利 8 型”パシハは 1990 年に中国国鉄の形式を抹消されている。その最終稼働年次は

箱が汽車、シリンダ、主連棒、連接棒、弁棒、先台車、灰箱が川車、火格子、弁、バネ装置、ブレーキ装置が日立、3軸ボギーの炭水車が日車によって分担製造された¹³⁰。

こうした特徴は大陸の運転条件ないしニーズに極めて良く合致していたと考えられる。同じことは1000km以上無給水走行の実現を目指し、テストにおいて1600km無給水走行を実現しながら試作1両のみに終わった復水器付き蒸気機関車、満鉄ミカク No.501 の例においても看取される¹³¹。

隴海鐵路用 1E 型機、No.1~7 に即して総括すれば、1930 年代後半期の満鉄および内地有力車輛メーカーにおいては、一旦その使用の勘所がマニュアル化されてしまえば、枢要部品自体は専門メーカーの製品であり、車輛設計者にとっても運用者にとっても使い易いというところが軸受のメリットを十二分に活かし得る状況がパシコからダブサへと至る経験を通じて醸成されていた、と言えよう。

合せて、大陸の蒸気機関車においては、価格ゆえか先輪軸受のようなスラスト荷重負荷頻度・強度の高い部位に適する機能特性ゆえか、Timken 円錐コロ軸受が SKF 自動調心コロ軸受よりも最終的に選好されたと見て大過ないであろう。

翻って思うに、運転速度も低ければ連続運転距離も短く、給水は容易(因みに“燕”もほどなく静岡で給水する運行法へと変更)、その上、熟練度の高い現場作業員を安くかつ潤沢に使えた鉄道省がころがり軸受をはじめ、蒸気機関車におけるこの種の、総費用効果が今一つ怪しい、難しくも贅沢な要素技術の導入にそれほどの熱意を示して来なかったのは合理的な判断かと合点されなくもない。改めて述べるまでもなく、技術などというモノは所詮、具体的な社会的諸条件の中でしか発展のしようがない存在だからである。

1988 年と推定される。

¹³⁰ 『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』507~508 頁、参照。満鉄ではこれをデカニ型、隴海鐵路では 600 型と呼称され、中国国鉄では 1955 年まで使用された。この機関車の概観写真と解説、かなり詳しい図面が市上一二「隴海鐵路 1E テンダ機関車」として『鉄道史料』115 号、2007 年、に収録されている。

¹³¹ ミカクについては『南満洲鉄道 鉄道の発展と蒸気機関車』310~312、316 頁、『南満洲鉄道「あじあ」と客・貨車のすべて』263 頁、参照。復水器付き蒸気機関車の技術史的意義一般については前掲拙著『船用蒸気タービン百年の航跡』32 頁で触れておいた。

IV. 鉄道省標準ガソリン動車キハ 36900/41000 用車軸軸受

(1)国産ころがり軸受の採用………鉄道省の決断

戦前期、満鉄では蒸気機関車以外に客・貨車に、また内地では京阪神急行電鉄(阪急)、京浜急行電鉄、西日本鉄道等々においては電車、地方私鉄においてはガソリン動車(GC)の車軸軸受にSKF、Timken等の輸入ころがり軸受が多数使用されていた。これに対して出遅れ気味の鉄道省は“模倣による国産化”という政策を推進して行った。

そうした中、鉄道省においてニーズが低く技術的にも難しい蒸気機関車のころがり軸受化などが二の次、三の次となったのは蓋し当然である。実際、鉄道省が果たしたころがり軸受国産化リーダーとしての役割は標準GC開発に際してなされた車軸用ころがり軸受技術の自立化奨励策に見出された。

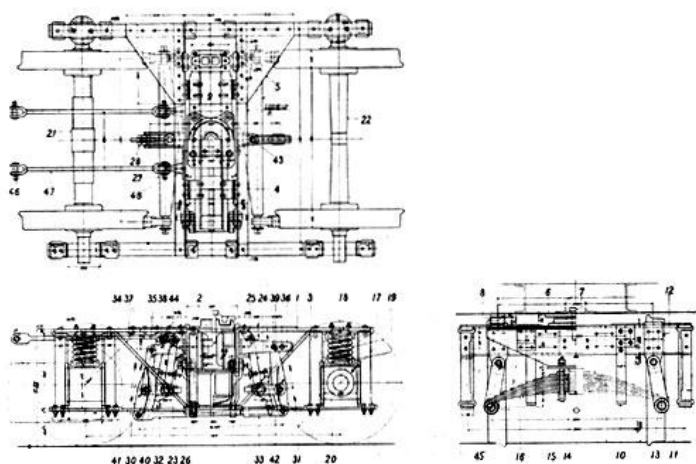
鉄道省の第1号GC、キハニ 5000(機械式)および第2号、キハニ 36450(電気式)に採用された車軸軸受は当時の鉄道省車輛一般に常用されていた平軸受であった。これら試作品的車輛が出力/重量比の過小に苦しんだ経験を活かして開発されたキハ 36900 型およびキハ 41000 型の車体には徹底的な軽量設計と走行抵抗低減策が採用された。

軽量設計を台車について見れば、キハ 36900 の台車は圧延平鋼第2種の帯鋼材をリベット結合した貨車用菱枠台車に類似の物で、枕バネを大形の重ね板バネとし、下揺れ枕を省略する簡略なTR26型台車が「開発」された。

貨車用菱枠台車、例えばTR20型においては台車側梁に当る左右の菱枠が下揺れ枕によって連結されており、軸箱はこの菱枠に直付けされている。車体重量は心皿→上揺れ枕→合せ板バネの枕バネ→下揺れ枕・菱枠・軸箱→輪軸、の順に伝達される。上下・左右の振動を吸収するのは枕バネの変形のみであり、特別な揺れ枕吊装置も無ければ軸バネも無い(大久保寅一『改訂増補 最新 客貨車名称図解』鉄道日本社、1954年、114~115頁、参照)。

これは乗り心地などとは無縁な貨車用であるだけに成立する構造である。旅客車用となれば真つ当な上下・左右振動吸収装置が不可欠となり、簡易ではあるが、軸バネと揺れ枕吊とを備えたスイングハンガ台車TR26(図4-1)が開発される次第となったワケである。

図 4-1 TR26 型台車



鉄道省工作局車輛課『ガソリン動車 形式キハ 36900 説明書』1933 年、より。鉄道省工作局車輛課編纂『最新式ガソリン動車詳解』鉄道時報局、1933 年及び機関車工学会『ガソリン動車名称事典』交友社、1935 年、にも同様の図が掲げられている。

もっとも、この台車構造は日本車輛の創案で、ガソリン動車用軽量ボギー台車の分野に関する限り、鉄道省および他の車輛メーカーのほとんどは日車の追随者に過ぎなかった¹³²。

¹³² 湯口徹『内燃動車発達史(下巻)』ネコ・パブリッシング、2005 年、199 頁、参照。

なお、わが国有鉄道における車輛用ボギー台車の発達史並びに台車技術の諸問題に係わる総合的文献としては日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔Ⅰ〕』(1977 年)に先ず指を屈すべきであろう。本稿でも必要に応じてこの 800 頁になんなんとする大著を参照させて頂いたが、敢えて他の入手・参照がより容易な文献を引いた場合も多い。

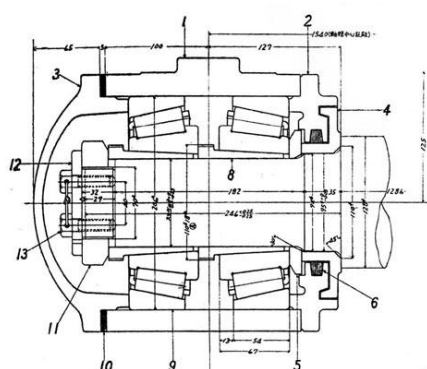
同書をベースとしてその編纂以降における斯界の技術進歩、とりわけ電車用ボルスタレス台車の発展を総括した文献として日本鉄道車両機械技術協会『鉄道車両新指導書 台車・輪軸編』(2006 年)なる一が編まれていると聞が、未見。車軸軸受の今一方の相棒をなす輪軸技術については『車両検修技術 台車・輪軸編〔Ⅱ〕』(1977 年)、224~267、416~418 頁に軸受・軸箱関係のかなり体系的な記述も見出される(但し、密封型コロ軸受に関する記述は余りにも粗略である)。輪軸関係の総合的参考文献として広重巖『輪軸』(交友社、1971 年)と高速車両用輪軸研究委員会『鉄道輪軸』(丸善、2008 年)を参照し得た。この内、広重の作品は永らく業界で“バイブル”とまで称されて来た書物であり、高度に体系的な情報を提供してくれてはいるが、遺憾ながら車軸軸受そのものに関するまとまった記述は含まれていない。但し、非常に重要な事実の紹介はあり、これについては然るべき時に言及したい。また、後者の 175~179 頁の記述が簡にして要を得ている点については既述の通りであるが、本稿では後ほど、この書物に収められた別のデータを利用させて頂く。

また、電車用輪軸の損傷と修理に関しては国鉄大井工場電車修繕研究会『電車の修繕』交友社、1969 年、146~170 頁、参照。

また、後者、即ち走行抵抗低減策の一環として車軸軸受には一転、日本精工(株)(NSK)ならびに東洋ベアリング製造(株)(NTN)製のころがり軸受が採用された。これも日車追従に類する行動ではあったが、国産品を開発させたという点においてのみ、鉄道省のメリットが認められる¹³³。

キハ 36900(41000)型に採用された国産車軸軸受は 1920 年以来、欧米の鉄道車輛に広く認められ、わが国の私鉄電車や満鉄の車輛にも採用されていた SKF タイプの自動調心複列コロ軸受でも、時を同じくして現れた SKF タイプの球面ツバ案内式円錐コロ軸受でも、はたまたドイツで古くから用いられていた円筒コロ軸受でもなく、1918 年に登場した Timken のニール型単列円錐コロ軸受を模した国産品であった(図 4-2、鉄道省呼称 J-1)。

図 4-2 J-1 型軸受



同上より。「J」は車軸用を表し、駆動装置用には「Q」が冠された。数字等は開発序号。

東洋ベアリング製造の 1939 年版カタログ『NTN ボール ローラ ベアリング CAT. No. 20』12 頁にはこれと似た図(但し、前蓋上部、数字 12 の上辺りにプラグ孔が設けられており、数字 9 が指している部分には数ミリの隙間が通っている)が「鉄道ガソリン動車」への軸受応用例として掲げられている。

円錐コロ軸受を含むコロ軸受の諸形式については先に言及した通りであるが、ともかく、その国産化の一翼を担った日本精工の社史によれば、この選択は自動調心コロ軸受には特許の問題が絡んでおり、円筒コロ軸受については耐スラスト荷重特性に関するデータ不足があったために下された断であった¹³⁴。

¹³³ 鉄道省の内燃動車の技術的特徴について、簡単には坂上茂樹・原田 鋼『ある鉄道事故の構図』日本経済評論社、2005 年、坂上茂樹「ガソリン動車における機関ならびに動力伝達系 (1)~(3)」『LEMA』489、490、491 号、2007~2008 年、参照。

なお、この当時から戦後復興期に至るまで、鉄道省・国鉄において車軸軸受として用いられた国産の円錐コロ軸受並びに自動調心コロ軸受については赤岡純「鉄道車両用コロガリ軸受の特殊性」(マシナリー編集部前掲『軸受』[1964 年]、所収)に図 1~12 として掲げられている。

¹³⁴ 『日本精工五十年史』1967 年、341 頁、参照。

かくて、キハ 36900 にはこの単列円錐コロ軸受が単列ゆえに軸箱当り 2 個、「組合せ軸受」(duplex bearing)の形で使用された。であるからして、取外しスリーブも軸箱当り 2 本挿入されている。単列を 2 個組合せる、などという面倒なコトをしたのは鉄道省らしく、国産化を迅速、容易にしたいとのハラがあったからかと推測される。序でに、設計者は衰耗・破損時でもあわよくば 1 個のみの交換で済ませられる、といった些細なメリットへの配慮を巡らせたのかも知れない。

この如何にも回りくどく見える構成は SKF の“標準型車軸軸受”として知られていた手法であるから、それ自体、あながち否定されるべき設計ではなかった¹³⁵。

但し、1 箇所に単列を 2 個、「正面組合せ」の格好で用いるのではなく、いっそ、当時の Timken 製品により近い内輪一体型「複列内向き軸受」を開発しておけば整備性の点で「組合せ軸受」などよりは数段良かった筈である。直ぐ後に開発された J-1A がまさしくそれに相当する。或いはまた、この 2 個の軸受を「背面組合せ」で用いておれば、更に、外輪一体型の「複列外向き軸受」まで開発されるに及んでおれば、整備性においても耐久性においても一枚上の円錐コロ軸受が得られていたであろう。後段はよりスマートな「直接圧入」(スリーブレス)方式の導入と共に、戦後にまで持ち越される課題となる。

軸受と潤滑剤とは先にも見たように、一蓮托生の関係にある。J-1 型軸受にはライジングサン(米: シェル)の高価なベアリング・グリースが充填された。これは「V2745W という Na 石ケン基のファーマーグリースであった」と伝えられている。内燃機関にせよ自動車にせよ、潤滑油(モーターオイル、ギヤオイル及びグリース)が無ければ使い物にならないから、モータリゼーションの黎明期、燃料と共に油脂類が舶来したのはひとまず当然である。重視されるべきは鉄道省標準ガソリン動車に使用されたグリースが単に輸入品であったか国産品であったかではなく、高価なヘヴィー・デューティー用の輸入グリースが奢られていた、という点である¹³⁶。

序でながら、鉄道省の文書は内燃機関潤滑油に関しては日本標準規格潤滑油 第 5 種(冬季第 3 号、夏季第 4 号)ないしこれにほぼ対応する鉄道省規格鉱油 第 3 号 丙種潤滑油(冬季第 2 種、夏季第 3 種)、と指定している。しかし、わが国の工業規格そのものが先進国のそれに準拠して制定されたものであったから、この記述を以って直ちに「潤滑油は国産品が使用されていた」とは断定出来ない。

因みに陸軍の文書においても自動車用潤滑油の指定は日本標準規格表示であった。遺憾ながら自動車関係の手持ち資料中にグリースの具体的使用法と商品名とを直接対応付けて記述したものは見ていないが、潤滑油に関してメーカー側の資料を見ると各種車輛の機関には Gargoyle Mobile A を、変速機及び差動装置には Gargoyle Mobile C を用いよ、など

¹³⁵ 『車両用ころがり軸受』67 頁、第 3・48 図、参照。

¹³⁶ 鉄道省工作局車輛課『ガソリン動車 形式キハ 36900 説明書』1933 年、3、5 頁、鉄道省工作局車輛課編纂『最新式ガソリン動車詳解』鉄道時報局、1933 年、3、5 頁、『日本精工五十年史』341 頁、参照。

とあからさまに指示されている。代表的な商品名を掲げたのであろうが、言うまでもなく Gargoyle Mobil は Vacuum Oil Co.(米)の商標であった¹³⁷。

(2)ころがり軸受採用の具体的効果

この間の経過を一般に表現すれば、“鉄道省は標準 GC の開発に際し、走行抵抗低減を狙い、自動車ゆかりの国産有力 2 社製円錐コロ軸受の採用に踏み切った”というストーリーになろう。しかし、そのように言い表すにしても、鉄道省が一体、どのような自前の実験データを踏まえてかく決断したのか、については資料的に定かでない。

又、その決断の効果、即ち円錐コロ軸受の採用によって具体的にどの程度の走行抵抗削減が実現されたのかについても、我々はこれまでのところ、そのごく一部を示す実験データについて瞥見し得たに止まる。

上述の通り鉄道省は 1935 年度“第 26 回車輛研究会”の議題として“車軸コロ軸受”の研究を取上げた。実地試験は年度末の 1936 年 3 月 27 日から 30 日にかけて房総東線、茂原～本納間にて東京鉄道局主催、官房研究所測定分担のもと、平軸受装備のボギー客車スハフ 34286(39.95 ト)、ナハフ 24056(27.45 ト)とコロ軸受装備のキハ 41039(36900 の第 2 次量産車、ナハフに合せて 27.45 トに増量)との走行抵抗比較試験として挙行された。

供試車輛の内、二等緩急車ナハフ 24056 は木製客車ナハ 22000 系の緩急車版¹³⁸で、当該車輛は車番から恐らく大正後期の作であろう。台車は図 4-3 に示される TR11 型鈞合梁(イコライザ)式ボギー台車(当該車輛用の場合、軸距は 2438mm[8ft. 1925 年度製より 2450mm 化])であった。この台車は“球山形鋼台車”などと呼ばれたが、これは側梁に用いられた型鋼材の呼称にちなんだ命名である。即ち、球山形鋼とは“形鋼”の一種で、形鋼はその断面形状に応じて I (ないし工)形鋼、T 形鋼、L 断面の山形鋼、コ断面の溝形鋼などに分類される。球山形鋼は山形鋼の変種で、その断面形状は図 4-3 添図のような形状を呈する¹³⁹。

図 4-3 TR11 型台車とその軸箱守

¹³⁷ デーゼル自動車工業(株)『自動車講義(全)』1942 年、参照。

自動車の潤滑・潤滑剤全般について解説し、合わせて自動車、自動自転車、モーターボート、農耕用トラクター、汽動車(ガソリン動車)、農園点灯装置と潤滑油の組合せに関する推奨例(1918～22 年型)を表示した資料として同社、日本総本店(神戸)の手になる『自動車の正しき潤滑』(1923 年)が挙げられる。その内容を『自動車講義(全)』記載データと対比すれば、陸軍の指定がアメリカ流の一般的なそれと良く合致していた点が了解される。

¹³⁸ 緩急車とは手ブレーキを備えた客貨車を意味する。最も初期の鉄道においては制動機を備えていたのは機関車のみであったが、これでは危険であるため、次第に編成の最後尾、更には途中の数箇所にも制動装置を備え、制動手を乗せた緩急車が配されるようになった。各制動手は機関士の汽笛吹鳴を合図として手ブレーキの操作を行った。この手口は空気制動機の発達により廃れ、緩急車は有名無実な存在となった。

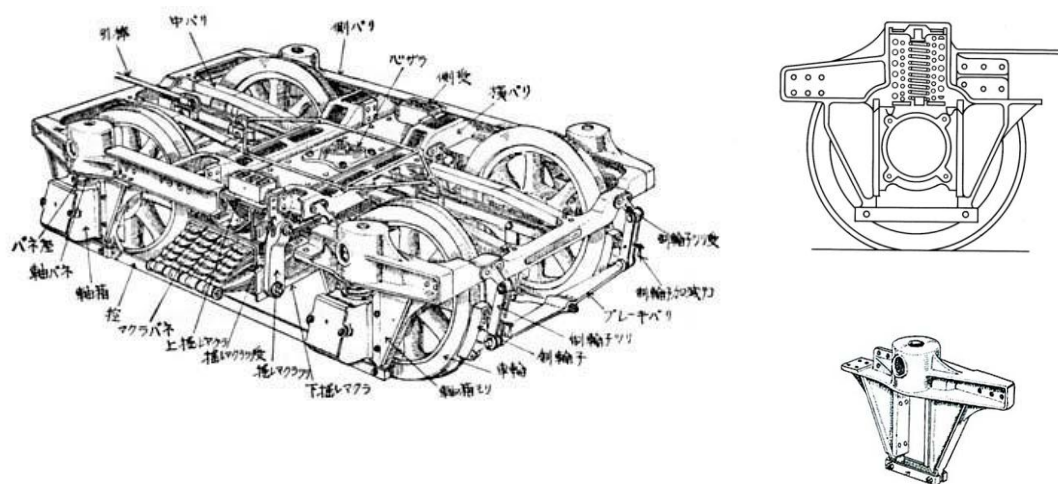
¹³⁹ 球山形鋼の断面規格については生産技術協会前掲『実用工学便覧』200 頁、「6.5 球山形鋼」、同『改訂版 実用工学便覧』203～204 頁、「6.4 球山形鋼」、参照。

有つ型式が踏襲されている。無論、それらは **inside bearing** 方式の車軸軸受を持ち、担いバネは枕バネのみで、復元装置(エコノミー式、バネ式)が組み込まれている関係上、客車・電車用台車におけるようなスイングハンガも在りはしなかった。

一方、二等緩急車スハフ 34286(後のスハフ 3285)は鋼製二重屋根の客車で、1931 年藤永田造船所製。台車は図 4-4 に示される軸バネ式、**TR23 型**ボギー台車(軸距 2450mm)であった。同方式はその発祥から“ペンシルバニア式”などとも称され、車体重量は枕梁上の心皿(及び側受)→枕バネ→下揺れ枕→揺れ枕吊→台車側梁→軸バネ→軸箱→軸受→輪軸の順に伝達される¹⁴⁰。

TR23 のような形式のスイングハンガ台車は釣合梁式よりもシンプルかつ軽量である上、バネ下重量が小さいため、軌道追随性に優り、乗り心地にも軌道に対する衝撃特性にも優る。また、枕バネの容量(定数・撓み)が大きいため、緩衝性が良く、過負荷にも耐える。台車枠は **TR11** 同様、リベット接合ながら、その剛性はこれよりは大きかったようである。

図 4-4 **TR23 型**台車とその軸箱守



東鉄運転部客貨車課『近代客貨車の構造と理論』交友社、改訂第 3 版、1968 年、127 頁、2-4-2 図。
運転教育研究会前掲『初等客貨車工学』127~130 頁、大久保前掲『改訂増補 最新 客貨車名称図解』
110~111 頁、横堀『鉄道車両工学』221 頁、第 8.58 図、日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪
軸編〔1〕』189 頁、第 1・296 図、参照。

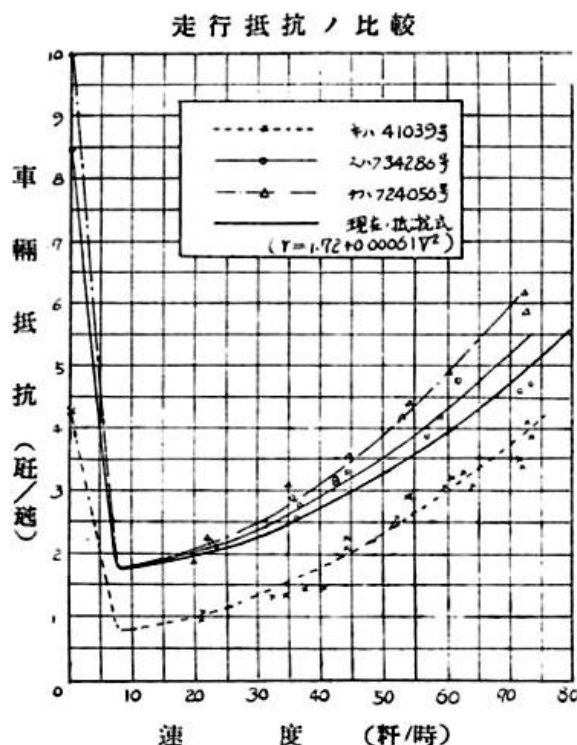
試験成績の総括図を図 4-5 として掲げておく。勿論、特記されてはいないが、キハ 41039

¹⁴⁰ 軸バネを軸箱上に置く配置は“タコ坊主式”などと呼ばれ、今日の軸梁式台車(後述)においても軸バネハウジングを表す用語としてこの符丁が用いられるが、本稿では「1 本

は逆転機を中立にして試験に供されたものと思われる。

試験列車の編成は蒸気機関車＋試験車(年代から呼称はオヤ 6650)＋供試車の 3 両編成であった¹⁴¹。

図 4-5 キハ 41039、ナハフ 24056、スハフ 34286 の走行抵抗比較



『運転ニュース』第4巻5月号、1936年、7頁より。

客車の内、重いスハフの走行抵抗の方が若干小さい理由を、メートル法への転換に絡み、1925年度以降に製造された TR11 台車の軸距延長を考慮に入れて推定すれば、ナハフでは短めの台車軸距に起因する台車蛇行動とバネ下重量過大に起因する横圧増大効果とが相乗し、より大きなタイヤフランジ・レール間摩擦となって現れたため、と考えられる。

試験結果には当時用いられていた客車走行抵抗の公式、 $R = 1.72 + 0.00061 V^2$ (R : kg/t, V : km/h)に比べ、何れの客車においても走行抵抗が大きいという趨勢が現れているが、この差は試験列車編成が短かったため、最後部に生ずる真空(渦)抵抗の影響が通常編成よりも大きく出た結果と解釈された。

GC キハ 41039 においても同様の傾向が予測されたが、これを以って単車運転を前提とする GC を後年濫用されたような重連・3重連化する運用法の利点がクローズアップされ

軸バネ・軸箱守方式」とか、誤解のない場合は単に「1本軸バネ」などと表記する。

¹⁴¹ 『運転ニュース』第4巻5月号、1936年、6～7頁、参照。

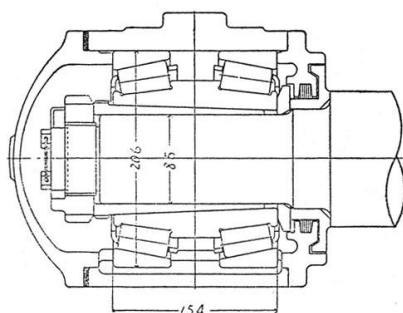
た、とまでは言い切れまい。

ともかく、この実験によりコロ軸受装備の GC、キハ 41000 は出発抵抗が平軸受装備の客車より僅少で、測定範囲においては何れの速度における走行抵抗も後者より小さいという事実が確認された訳である。

(3)J-1 から J-1A への改良

上述の通り、キハ 36900 の車軸軸受配置は開発当初、軸箱当り J-1 型単列円錐コロ軸受 × 2 個となっていた。しかし、材料、工作精度等に問題があったためか、2 本のスリーブの弛緩に起因する“クリープ”とこれによる軸の摩耗が頻発した。このため、鉄道省は直ちに内輪を一体化し、かつスリーブを一本化した対策品、J-1A 型軸受(図 4-6)を開発させた。

図 4-6 J-1A 型軸受



車両用ころがり軸受研究会『車両用ころがり軸受』49 頁、第 3・7 図。

勿論、スリーブを 1 本にすれば単純に何の心配も無くなる、という訳ではない。長いテーパーを有するスリーブは締付け途中の摩擦により引っ掛かりを生じ易く、却って締付け不良に起因するクリープを多発させた。鉄道省ではスリーブ先端部の内径に逃げを取り(内径を若干大きくして肉厚を下げ)、締め付けと共に先端部外形が縮小し易いよう工夫して問題を解決した。

詳しくは戦後における国鉄車輛車軸用円錐コロ軸受の使用実績の検証に関連して再論されるが、本来これはかかる姑息な手口によってではなく、何よりも工作精度の向上によって、その上で補助的には締付け時の微量な油塗布等によって解消されるべき問題である¹⁴²。

さて、138 両のキハ 36900(41000)には 1 両当り 16 個の J-1 型軸受が用いられたから、その必要総数は単純に 2208 個となる。NSK の資料によれば、戦前期における J1 および J1-A 型軸受の製造数は何れも 2,205 個であったから、これでは新製組にさえ付け不足することになる。東洋ベアリング製造における製造個数は不明ながら J-1 については両社が予

¹⁴² 『車両用ころがり軸受』51 頁、赤岡前掲書、74 頁、拙稿「ロータリーエンジン」(『科学朝日』編『独創技術たちの苦闘』朝日選書、1993 年、所収)、参照。

備を含めた製造をほぼ均等に分担したのであろう。

他方、J-1A なら 1 両当りの使用個数は半分の 1,104 個で済むが、2,205 個といえは新製後、1 回交換するのにも若干不足する数である。従って、NSK の数字が正しければ J-1 から J-1A への全数交換が行われた際においても NSK と NTN とが予備を含め、その製造を折半したものと想われる¹⁴³。

もっとも、NTN 側のデータが不明なので事実のほどは不明である。そこで想像を巡らすことになる。問題は、4,400 個余りという数字が過大であったか否か、という点にある。そこで、国産ころがり軸受の使用実績を尋ねてみる。

上記のような欠陥対策が講じられ、それなりの走行抵抗比較実験成績まで残されているにも拘らず、当時、鉄道省標準ガソリン動車に採用された国産円錐コロ軸受の実力は余り褒められた水準にはなかった。文献は国産円錐コロ軸受が内輪(日本精工)及びコロ(東洋)の割損に悩まされ続けた、と伝えている¹⁴⁴。

因みに、表 4-1 として掲げるデータは鉄道省の現場技術者向けに編まれた資料に掲載されたガソリン動車部品の寿命データである。年代的に次に取上げられるキハ 42000 に関するデータも反映されていようが、この点は大勢に影響を及ぼすまい。

表 4-1 鉄道省ガソリン動車部分品の寿命

	部分品名	寿命 年		部分品名	寿命 年		部分品名	寿命 年
	気筒ブロック	10 (6回削正)		配電器駆動歯車	10		自在継手	3
機	気筒ヘッド	≥10	機	配電器	3	推進軸	スプラインボス	10
	ピストン	1.7		点火コイル	1		中間軸	10
	ピストンピン	1		点火抵抗器	3		スプライン軸	10
	大端メタル	5		発電機	≥10		ダストカバー	10
	小端ブッシュ	1		始動電動機	≥10		その他変速機回り	≥10
	クランク軸	≥10	関	水ポンプ羽根車	3	逆転機	逆転機主軸	≥10
関	同上バビットメタル	5		補機駆動軸継手	2		同上コロ軸受	5
	主軸受キャップ	≥10		サーモスタット	1		逆転軸	≥10
	カム軸	5		油ポンプ駆動歯車	5		同上コロ軸受	5
	弁	3		気化器	5		逆転歯車	≥10
	タペット	10		その他機関回り	≥10		同上玉軸受	5
	タペット案内	10	変速	主軸	≥10	排	動軸バビットメタル	3
	ヘッドガスケット	5		副軸	≥10		耐熱フレキ管	2

¹⁴³ 『日本精工五十年史』342 頁、参照。

¹⁴⁴ 機関車工学会『ガソリン動車名称辞典』交友社、1935 年、288 頁、〔30〕参照。

マニホールド	3	機	歯車	≥10	気	その他排気回り	≥10
調時歯車	≥10		軸受	3.3	冷 却	放熱管	10
カム軸歯車	3		スラストワッシャ	1		その他	≥10
調時歯車室	≥10		ドッグクラッチ	3	蓄電池		3
リングギヤ	5		シフトフォーク	1			

鉄道運転会(代表者武井明通)『機関車便覧』通文閣、1943年、149頁より。

注：カム軸歯車はベークライトに鋼製ボスを圧入したもの。

補機駆動軸継手は撓み継手。

スプラインボスは自在継手フランジとスプラインボスとが一体化したもの。

肝心の車軸軸受は遺憾なことに脱漏しているのであるが、逆転機主軸円錐コロ軸受(「背面組合せ」)、逆転軸円錐コロ軸受(軸受相互の間隔が開いた「正面取付け」)、逆転傘歯車玉軸受の全てについて寿命は5年と表示されている。これが定格寿命なのか修理実績の総括値なのか、今一つ怪しいが、そもそも、シリンダボディーの寿命が10年で、この間6回ボーリング、ピストンも6回取替え、ピストンピンに至っては毎年取替え、自在継手の寿命もたった3年、といった現代人のイメージとは隔絶した時代の数字である。

これを鏡として車軸軸受においても5年に一度、総入替えに近い交換が必要であり、かつその通りに実行されたとすれば、敗戦までにでも新製、第1回交換、第2回交換、と、少なくとも都合3,300個余りのJ-1Aが需要されて当然であったことになる。鉄道省は行き当たりばったりの機関ではなかったから、J1の使用実績を踏まえ、それ位の発注は行ったと考えて良い。だとすれば、2,205個というNSKの製造個数では単に心許ない、と言う以上に、絶対的に足りない。

キハ41000が戦後も永らく地方鉄道で活躍した事実をも踏まえるならば、J1-Aに関してはNSKの2,205という数字に加え、NTNにおいても相当の個数が製造された、と推論する方が自然である。燃料不足故の休車が続出した戦時下、2回目の交換が飛ばされた個体が多いかとは思われるが、両社折半の上、4,400個ほどのJ1-Aが製造された、と推理したとしても、あながち的外れではないであろう。

当時、円錐コロ軸受そのものは自動車においては既にありふれた要素技術になっていた。私鉄や外地の鉄道車輛におけるコロ軸受採用例も数年ばかり以前に遡る。その上、鉄道省工作局車輛課による設計は冗長で工作精度等の基礎的諸条件とも釣合っておらず、とりわけ組合せ方式に関しては大いなる疑問が残されていた。

とは言え、鉄道省標準ガソリン動車に鉄道車輛用国産円錐コロ軸受が初めて、まとまった数、採用された事実と、一人、鉄道省のみがかような輸入代替を指導し得たという功績そのものは顕彰されるべきであろう。又、技術史的にはこの軸受を掴まえて「機関・動力伝達系と並び、鉄道省標準ガソリン動車の技術的起源としての自動車の存在を示す一母斑」

と認定しても大きな誤りとは言えないであろう。

(4)戦前期における鉄道車輛車軸用コロ軸受の展開

キハ 41000 の日本精工 J-1A 型軸受の基本構造を踏襲し、その容量をアップした Timken 流の円錐ツバ付きニール型、内輪一体複列円錐コロ軸受はモハ 52 /サハ 48(J-3)、キハ 43000(J-7)、EF53 9(J-4)、朝鮮鉄道局客車(J-5, J-6)用車軸軸受へと展開した(表 4-2)。

表 4-2 戦前・戦時期、日本精工によって製造された鉄道車輛用円錐コロ軸受

鉄道省呼称	軸径 mm	外径 mm	内輪幅 mm	外輪幅 mm	適用車輛	製造数	製造年	国鉄呼称
J-1	85	206	154	154	キハ 41000	2,205	1932	
J-1A	85	206	154	154	キハ 41000	2,205	1932	JT1
J-2	95	220	150	140	キハ 42000	1,210	1934	JT2
J-3	120	285	145	145	モハ 52,サハ 48	216	1935	JT3
J-4	135	295	160	150	EF53 9(試験用)	12	1936	JT4
J-5	123.8	258.8	171.5	161.9	朝鮮鉄道局客車	1,525	1936	
J-6	101.6	212.7	152.4	142.9	朝鮮鉄道局客車	2,755	1936	
J-7	110	265	160	150	キハ 43000	30	1936	
J-8	120	260	160	150	ガソリン機関車	36	1936	
J-9	98.4	181.0	102.4	101.6	京成電気鉄道	40	1937	
	90	215	167	167	朝鉄 SL 炭水車	8	1941	
	128.6	214.3	203.2	177.8	朝鉄 SL 炭水車	20	1941	
	152.4	308.0	240	186.0	朝鉄 SL 従台車	14	1941	

『日本精工五十年史』342 頁、表 11 を簡略化。

小数点表示のあるものはインチサイズで 2 位四捨五入。

国鉄呼称、上述の通り「J」は車軸用(駆動装置用には「Q」)、「T」は円錐コロ軸受、数字は開発序号。

因みに玉軸受には「B」、自動調心コロ軸受には「S」、円筒コロ軸受には「C」、棒状・針状コロ軸受には「N」が冠せられた(綿林『転がり軸受マニュアル』328 頁、参照)。

所謂“流線形電車”であるモハ 52 系は 1936 年 3 月大阪～神戸間の急行用として第 1 次形[狭窓の旧流 4 両]、翌'37 年 10 月 10 日の京都電化に際して京都～明石間に投入されるべく、第 2 次形[広窓の新流 8 両]が登場した。メーカーは川車のみである¹⁴⁵。

¹⁴⁵ 『鉄道ピクトリアル』No.246、1971 年 1 月、〈特集〉流線形半世紀；p36「時代を築いた流線形車両」他、より。その台車は TR25A(電動車用：後、DT12A に改称)、TR23A(付随車用)と呼ばれた。TR は **truck** の、DT は **driving truck** の謂いであるが、以下、本稿においては電車、気道車の台車については概ね動台車の型式名のみを表示する。

又、これらの円錐コロ軸受は終戦直後、国鉄車輛に採用されたころがり軸受の原型となり、とりわけ J1-A を一回り大きくした固定編成電気式ディーゼル動車キハ 43000 用 J-7 型軸受は後述される改良を経て戦後、国鉄の客車用車軸軸受として広く展開した。

EF53 9 における試験は先台車用軸受が inside bearing となることを嫌って、動軸のみころがり軸受化に終わった。それでも、動輪が直径 1250mm であったのに対し、先輪は 860mm と小径であったから高回転となり焼付き易かったから、この動軸のみの改造は“hot box”対策としても合理的で^{フンソウオウ}であった。試験は 1936 年に始まったが、1937 年 2 月には東海道本線上にて 9 号機と平軸受使用の EF53 との出発抵抗測定が実施された。コロ軸受装備車の出発抵抗は 7.78kg/t(14 回平均)であった。これに対して平軸受装備車のそれは 17.79kg/t(10 回平均)であった¹⁴⁶。

この軸受は 1952 年 10 月、走行距離 1,789,200km の時点で取り替えられた。この機関車は 1966 年に平軸受試験用に改造されるまで再度、円錐コロ軸受を装備して大過なく稼動し続けた。途中には一部の軸受や軸箱、スリーブの交換もなされたようである¹⁴⁷。

また、1931 年 1 月には片側運転台型三等制御電動車モハ 41 を 2 両、即ち平軸受装備の 41 モハ 41037 とコロ軸受装備のモハ 41042 を使用し、出発抵抗を比較する試験が実施されている。軸受型式は不明であるが、J-3 か J-7 であったろう。成績は平軸受装備車の 12.22kg/t に対してコロ軸受装備車のそれは 63.5%に当たる 7.77kg/t であった¹⁴⁸。

朝鮮総督府鉄道局の車輛には従来から Timken の円錐コロ軸受が用いられていた。表に見る朝鉄向け軸受はこれを国産化し、予備補修品としてストックしておくために製造されたものである。

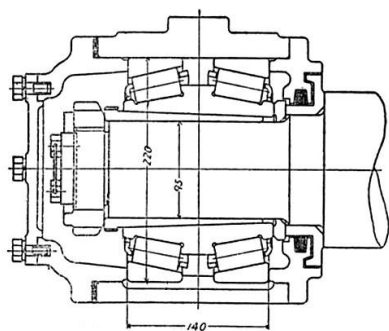
図 4-7 J-2 軸受

なお、この“流電”に SKF の自動調心コロ軸受が使われていた、という星晃の回想は全くの誤りである。「星晃氏に聞く 戦後の旅客車設計」(『鉄道ピクトリアル』No.748 2004 年 7 月)、参照。

¹⁴⁶ 『鉄道車両の走行抵抗』42、56 頁、参照。

¹⁴⁷ 『日本精工五十年史』342 頁、『鉄道技術発達史 V』383 頁、参照。

¹⁴⁸ 『鉄道車両の走行抵抗』56 頁、第 10 表より。なお、モハ 40 系は、1932 年から'42 年にかけて製造された、鉄道省の電動車としては初めて全長 20m 級鋼製車体が採用された所謂“旧型電車”、モハ 40、41、クハ 55、サロハ 56、サハ 57、モハ 60、クハニ 67、計 425 両の総称である。オリジナルの台車はそれまでの釣合梁式から軸バネ式に改められた DT-12(TR23、TR25)であった。



『車両用ころがり軸受』49 頁、第 3・9 図。

キハ 42000 用の J2 軸受(図 4-7)には新たな要素技術が投入された。即ち、『日本精工五十年史』および鉄道史関係の文献が教えてくれるところを斟酌すれば、キハ 42000 用の J-2 型軸受は SKF の技術を参考にして日本精工が製作した SKF タイプの複列円錐コロ軸受であった。但し、一部の文献に見られる、日本精工が J-2 型を「SKF 社との技術提携により製作した」という表現は勇み足である¹⁴⁹。

尚、文献によってはキハ 42000 の車軸軸受においても日本精工の製品と東洋ベアリングの製品の併用がなされた、という表現が見られる(「新製流線型 20 米ガソリン動車キハ 42000 形式」【『運転ニュース』第 3 巻 2 月号、1935 年】)。しかし、この点に関して東洋ベアリング側の資料による裏付けは出来ていないし、日本精工における 1,210 個という製造実績ならびに総計 62 両というキハ 42000 の製造両数、496 個という最小必要個数を斟酌すれば、全数を日本精工が賄ったと考える余地が無い訳ではない。

Timken の製品は上述の理由により耐衝撃性に優れるほか、型番も細かく展開していて機械の設計者には有難い存在であった。しかし、寸法がインチシステムによったため、メトリック主体の我が国においては違和感も醸し出していた。この点、SKF なら品質的には勿論、寸法的にも問題は無かった。

J-2 型の開発に際し、日本精工は J-1A 型の内輪一体構造をサイズアップし、メトリックに変換するに当って寸法バランス上の参照物件として SKF 製品を用立て、合わせてコロ太端面と内輪大ツバ間における油膜形成に優れたその「球面ツバ案内方式を採用」したものと推定される¹⁵⁰。

しかし、そうした開発意欲とは裏腹に、J-2 型軸受は相変わらず内輪一体型で、当然ながらそのコロ配置も「複列内向き」であった。内輪一体、外輪 2 個という J1-A 同様の型式が踏襲された意図は従前の実績をベースとする一定の信頼性・耐久性を前提に、組み付け

¹⁴⁹ 『日本精工五十年史』320、407、413 頁、岡田誠一『キハ 07 ものがたり(上)』ネコ・パブリッシング、2002 年、4 頁。

¹⁵⁰ 球面ツバ案内方式の採用を最も直截に示す球状太端面をもつラジアル円錐コロ軸受の図は『日本精工五十年史』の中にも戦後の 1 点しかない(334 頁、第 64 図)。もっとも、上述の通り、太端面全体を球面加工する必要はない。

性向上を狙ったという点にあらう。

但し、「正面組合せ」ないし「複列内向き」に係わる本質的問題とは別に、この形式はなお整備性に係わる重大な今一つの問題を前作と共有していた。それは **J-2** 型においても外輪間のピッチ調整を極めて厄介なシムによる調節に拠っていた、という点である。

構造上、円錐コロ軸受はラジアル、スラスト荷重に耐え、軸のコンプライアンスを最小化し(軸の支持剛性を高め)得るという特性を有している。この特性を十全に引き出すためには組付けに際し、軸受寿命をある程度犠牲にしても適度の予圧を与えてやるか、さもなくば適当な微小隙間を設定するという手法が採られることになる。

J1 型においては **0.5、0.25、0.125mm** の銅又は黄銅製シムを数枚用意し、締め加減を調整することになっていたが、具体的な予圧ないし隙間の値については公式の解説書、取扱説明書にも記載されておらず、現場に対しては軸箱前蓋を「みだりに開けることは厳禁すべきである」、との指示がなされるばかりであった¹⁵¹。こういった点に代表される円錐コロ軸受の使用法に係わる諸問題の解消は、全て戦後の課題として持ち越されることとなる。

¹⁵¹ 鉄道省工作局車輛課『ガソリン動車 キハ 36900 説明書』1933 年、3 頁本文。但し、同第 4 図の説明には **0.175×6 枚、0.5×4 枚、2×1 枚**、とある。

V. 鉄道車輛と自動車(1) …… 円錐コロ軸受における「正面組合せ」と「背面組合せ」

(1)「正面組合せ」方式の問題点

さて、図 3-2 に示した Timken による(そして鉄道省工作局車輛課によって模倣されることとなる)設計——「正面組合せ(direct mounting ないし face to face duplex bearing)」ないし内輪一体の場合は「複列内向き軸受」と呼ばれる円錐コロ軸受の使用法——には一つの、大きな問題があった。

ころがり軸受においては軸に作用するスラスト(アキシヤル)荷重を支え得る側面……円錐コロ軸受の断面をイメージすれば台形の下底側……が「背面」、その反対側は「正面」と呼ばれる。「背面」同士が表になっている組合せが「背面組合せ」であり、「正面」(上底側)同士が表になっているのが「正面組合せ」である。「内向き」はコロから外輪にかかる荷重の中心線がピッチ円(転動体中心の軌跡)の中で交わるもの、「外向き」はこれが外で交わるもの、と定義されており、それぞれ「正面組合せ」、「背面組合せ」に対応している¹⁵²。

例えば、SKF との絡みで先にも触れた炭鉱トロッキの車輪軸受等においては、横圧から軸受を介して軸に大きな曲げモーメントが作用する。松本美韶の解析に拠れば、件の「正面組合せ」方式(同様に「複列内向き軸受」)は、このような使用状況下では台形の上底同士を突き合わせる「背面組合せ(indirect mounting ないし back to back duplex bearing)」(同様に「複列外向き軸受」)より寿命が著しく短くなる。コトの次第を彼の記述を中心にして明らかにしておこう。

1951〜52 年頃、日本全国の炭鉱には 4 輪トロッコが約 6 万台保有されていた。その軌間は戦前期以来、457mm(18in)、508mm(20in)、610mm(24in)、762mm(30in)と雑多であったが、軌条は概ね 14kg/m 前後の細いモノで、トロッコ自体の重量もせいぜい自重 400kg、積載荷重 1000kg、総重量約 1.4 トン止まりであった。こういったトロッコの車輪は曲線半径の小さい軌道上を走行することを前提に、通常、左右独立回転方式となっており、車軸は回転しない。要するに、6×2 トラックのデッドアクスルと同様の構造である。

その古くからの有力メーカーの一つが日立製作所、戸畑工場であった。『日立製作所史 1』(自昭和 6 年 至昭和 13 年)に曰く、

次に炭車及び鉱車の車輪は鋳鋼製であるが、電気炉を用いたもので量的にもまた材質の均一性からも業界を風びし、北は北海道、南は九州に至るまで全国の炭山、鉱山に採用された。後 S.K.F.ボールベヤリング入りの炭車々輛を設計製作したが、S.K.F.社の技術的後援と相まって、加工方法においても成功し、労力を著しく節約し、寿命を延ばし、運搬量を増大するというので、全国の鉱山に歓迎された¹⁵³。

¹⁵² 岡本・角田前掲『転がり軸受』第 2 版、28 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』122、275~277 頁、参照。

¹⁵³ 『日立製作所史 1』(自昭和 6 年 至昭和 13 年)、1960 年改訂版、143~144 頁、傍点引用者。

なお、同書第 5 章に挿入のグラビアページには「炭車用ボール入軸」Wheels with ball

引用文に「勞力」などという言葉が用いられているのはトロッコが手押しを考慮して造られていたことに因む。

勿論、戦前から電気、蒸気、内燃機関車は用いられていた。古川鉱業の加藤修三は鉱山用小型蒸気機関車の例として 762mm 軌間の日立製作所製 5.5tB 型(動輪径 508mm、動輪周馬力 27.5 HP、最大牽引力 1250kg、最大速度 21km/h、常用速度 8km/h)、9tB 型(同 610mm、48 HP、1846kg、16km/h、10km/h)、13tB 型(同 710mm、84 HP、3000kg、29km/h、12km/h)、15tC1 型(同 710mm、89 HP、2805kg、29km/h、12km/h)タンク機関車の諸元を掲げている。久原鉱業に淵源を有する日立製作所は炭・鉱車車輪のみならず鉱山用機関車の分野でも相当な存在であった¹⁵⁴。

炭車へのころがり軸受の導入効果について加藤は、出発抵抗に関して、

……普通の軸受を使用する車輛では此の抵抗は 1t に付 7~10kg であるが球又はローラー軸受を使用する場合は著しく小になる。

と述べる一方、走行抵抗については、

鉱山に於て集鉱用の小型機関車で 0.5t 前後の鉱車より成る列車を 5km/h 位の速度で牽引してゐる様な場合には、使用される車輛の構造は粗雑なるものが多く、又線路の状態も甚だしく悪いものであるから……中略……走行抵抗は……中略……鉄道省採用の式の値より遥かに大である。

と述べ、鉱車走行抵抗係数として、

普通の軸受を使用する場合：0.012~0.03

高級の軸受を使用する場合：0.008~0.02

なる数字を掲げている¹⁵⁵。

以上は戦前戦時期の小型トロッコに関するデータであるが、戦前派や戦後新製された世代の 1.4t トロッコには 1 つの車輪につきハブベアリングとして動定格荷重 2750kg の恐らく国産の単列深溝玉軸受が 2 個使用されていた。このような設計は 20 世紀の初頭以来のごく古いモノであったが、炭車の車輪に単列深溝玉軸受を用いる設計は制定間もない JIS においても規定されていた。動定格荷重 2750kg の単列深溝玉軸受が総重量約 1.4 トンのトロッコに計 8 個、というのは何処から見ても余裕のある設計であった。

松本によればこのトロッコは元来、人力で押すことを前提に造られていたにも拘わらず、復興期、石炭増産のため、これを多数連結して電気機関車で牽引するようになっていた。その牽引速度はおよそ 18km/h であったというから、加藤の掲げた例と比べれば実に 4 倍

bearings for coal wagons.なるタイトルの下に輪軸群の写真が一葉、掲げられている。

¹⁵⁴ 鉄道省など本格的な蒸気機関車の常識に反し、後の 2 型式が軸配置の格差にも拘らずその性能面で大差ないばかりか最大牽引力において逆転現象さえ呈しているのは相対的に長い線路総延長を有する鉱山鉄道において、“ヨリ細い軌条の敷設によって建設費節約を図るため、軽軸重の機関車を導入したい”というニーズがあり、これに対応したためである。加藤修三『鉱山機械 運搬機篇』有象堂出版部、1941 年、152~154 頁、参照。

¹⁵⁵ この「0.5t 前後」が自重を意味するのか積載量なのか総重量なのかは判らない。但し、総重量が 0.5t だとすれば余りにも矮小である。加藤前掲書 139 頁、参照。

に近い“高速”である。

そのような設計・使用状況の下で軸受に大きなトラブルが発生するとは考えられていなかった。然しながらその寿命は意に反して、とりわけラジアル荷重ならびにアキシヤル荷重に起因するモーメント荷重の双方が強く作用するフランジ(内)側軸受において短く、このため「一つの石炭山で炭車用として1万個以上のころがり軸受 No.6210 を常時在庫していた」ほどの惨状を呈した。

これに対して、一般鉄道車輛と同様の一体回転する輪軸を軸端の車軸軸受で支持する方式のトロッコでは、軸受を4個しか使っていないにも拘らず、モーメント荷重が僅少であるためか、その寿命は相当長かった。但し、これでは肝心の曲線通過性に劣ることになる。

トロッコ用単列深溝玉軸受の生産が破損に追いつかぬため、松本は同一内外径の円錐コロ軸受(No.30210)への代替を検討した。彼は外国のカatalogで「背面組合せ」の例について知っていたが、当初彼は「正面組合せ」の方が組立上有利と考えた。

そこで彼は軸受早期破損の一因となっていたモーメント荷重についての解析を進めた。図1に示されるように、車輪に横圧が作用し、軸受をこじるモーメントが働く場合、「正面組合せ」においては作用点間距離、即ち内外両軸受の外輪軌道面中心から立てた法線相互間の距離(モーメントの腕)が短く、同一モーメントに対して大きなラジアル荷重が作用する。逆に、「背面組合せ」の方がモーメント荷重の作用点間距離が長くなるため、同一モーメント荷重が作用した場合に軸受に作用するラジアル荷重は小となる。釘抜のアゴの先の方で釘の頭を引っ掛ければ同じ力を加えてもアゴの奥で引っ掛ける時より釘が抜けにくくなるのと同じ理屈である。

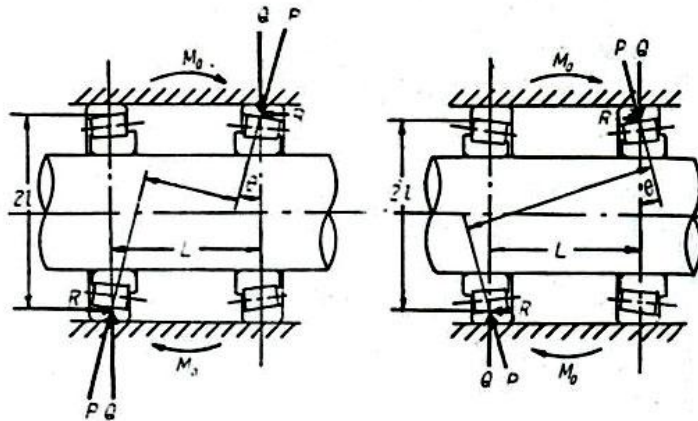
以上の解析結果から松本は内側のみを円筒コロ軸受に置き換える設計変更を試みた後、円錐コロ軸受を「背面組合せ」に用いる設計への変更を実施した(図5-1, 5-2)¹⁵⁶。

¹⁵⁶ 松本 美韶「炭鉱車用軸受はなぜ破損しやすいか」(『機械の研究』第4巻第3号、1952年)、「鉄道車輛用軸受の最近の進歩」(『潤滑』第6巻第4号、1961年)、松本前掲「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」(1982年)、参照。

なお、松本自身はこの解析について、「コロがり軸受の設計」(マシナリー編集部前掲『軸受』[1964年]、所収)の中では、「まったくなんでもない初等力学の問題」、遠山広光との共著書『軸受・潤滑法』(1965年)181~182頁、186、211~212頁においても「自明の理」、「初歩の力学」などとして極めて粗略に言及している。筆者など、これには些か拍子抜けの感を受けるが、その一方で松本は、設計者がこの点について「忘れていたとか気がつかなかった場合が相当にある」、「忘れ勝ちである」との警告も発しており、この「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」においてはこの問題について改めて詳論するに至ったワケである。

なお、各部材の変形まで考慮に入れれば、「背面組合せ」の方が事実上、若干とは言え大きなコロを以て曲げモーメントを受け止める格好になるから圧壊に対する抵抗力の点でも有利のように思えるが、これについては言及されていない。

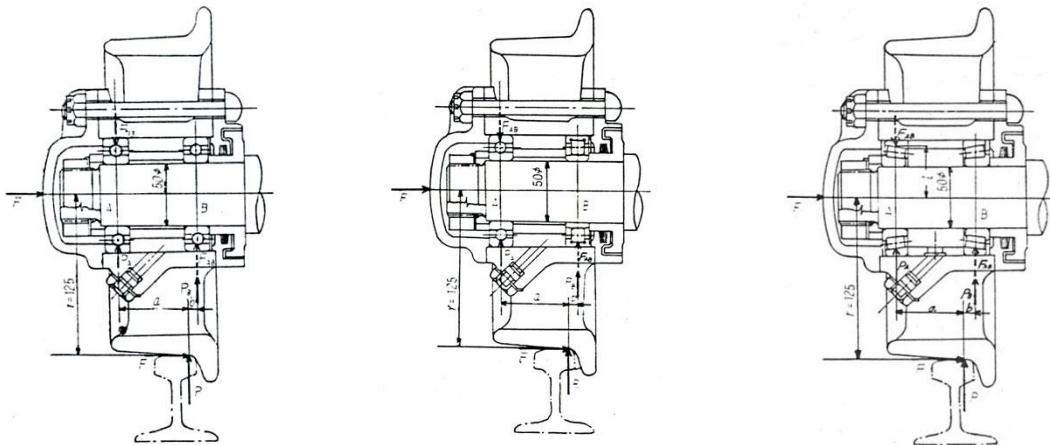
図 5-1 「正面組合せ」、「背面組合せ」とモーメント荷重



「正面組合せ」(左)と「背面組合せ」(右)。L は同一。この図はやや誇張されているが、本質は変わらない。

松本美韶^{よしつぐ}「炭鉱車用軸受はなぜ破損しやすいか」第3図。

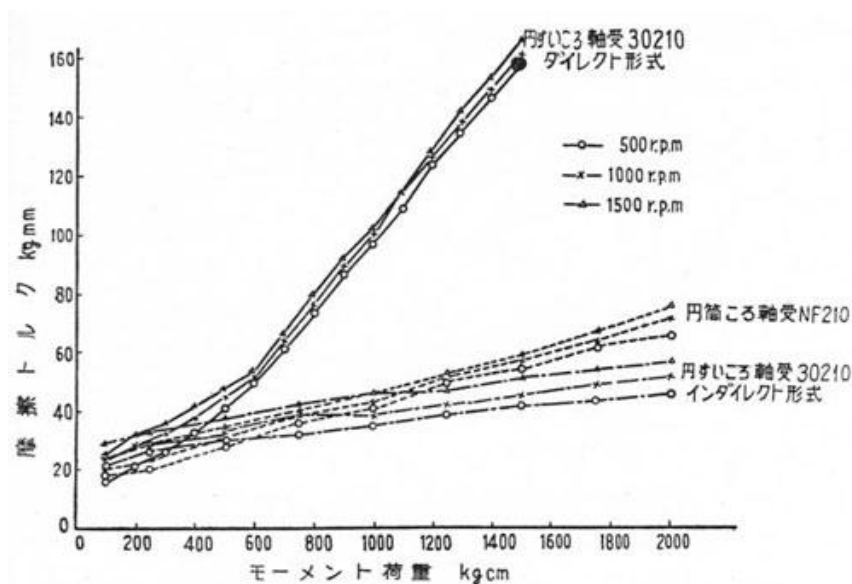
図 5-2 新旧のトロッコ車輪



同上、第1、2、4図。松本美韶^{よしつぐ}前掲「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」の❶、❸はその第1、第4図に相当。

このモーメント荷重に起因するラジアル荷重の差は軸受の摩擦トルクにおける差として明確に表現される。図 5-3 はモーメント荷重と摩擦トルクの実測値である。

図 5-3 モーメント荷重と摩擦トルク



『車両用ころがり軸受』156 頁、第 6・19 図

この図を含む「第 6 章 はめあいおよびすきま」の執筆者は松本美韶である。

当然のことながら、この摩擦トルクの差はまた、疲労の進行に決定的な影響を及ぼす。
表 5-1 は炭鉱用トロッキのホイールベアリングの使用実績に見るその違いである。

表 5-1 炭鉱用トロッキのホイールベアリングにおける使用法別耐久実績

軸 受 形 式	外 側	内 側	備 考
ラジアル玉軸受	2080 時間	218 時間	# 6210、2 個
ラジアル玉軸受(外側)及び 円筒コ軸受(内側)	1970 時間	1350 時間	外側 # 6210 内側 # NU210
円錐コ軸受 (No.30210)	37300 時間	4720 時間	インダイレクト・メンテナンス
	910 時間	785 時間	ダイレクト・メンテナンス

松本美韶「炭鉱車用軸受はなぜ破損しやすいか」第 3 表。

これらに係わるモーメント荷重理論とデータを呈示した松本美韶^{もとみつ}は東洋ベアリングの技師にして、当時のわが国における円錐コ軸受研究のリーダーであった¹⁵⁷。

確かに、上例は車輪に作用した横圧の一部が軸受を介して(軸受をこじりつつ)車軸(回転しない死軸^{デッド・アックス})に曲げモーメントとして働く炭鉱トロッキ車輪の車輪軸受^{ホイール・ベアリング}のケースであった。

一般の鉄道車輛の輪軸を支持する車軸軸受^{アックス・ベアリング}の場合においても、同型式の軸受を有するトロッキの場合においても、垂直荷重に起因する軸の曲げによる軸受のこじりは発生する

¹⁵⁷ この点については日本国有鉄道 鉄道技術研究所『五十年史』1957 年、553 頁、参照。

し、横圧が車軸に対するスラスト→曲げモーメントとして表れ、その結果生じた車軸の微小変形が車軸軸受をこじめる作用を演ずるという作用経路を考えることはできるが、その程度はトロッキや自動車のハブベアリング＝車輪軸受と比べれば非常に軽微である。

また、車軸軸受においても軸箱の支持精度、支持剛性との係わりを通じてこれをこじめる力が発現する。より詳しい叙述は台車の軸箱支持精度・剛性向上と軸受形式の進歩が具体化した戦後過程を扱う場で与えられるが、一般鉄道車輛車軸軸受においては軸箱守による軸箱支持精度が低く＝軸箱・軸箱守間隙間が不均等であり、かつ、台車枠の剛性が高い場合、車輪に働く横圧に起因するスラスト荷重の分力として軸受に曲げモーメントが作用する。また、軸箱守による軸箱支持精度が高くとも、台車枠の対スラスト剛性の方が軸の前後で異なる場合には同様のモーメントが発現する。

要するに、車軸軸受においても幾許かのモーメント荷重と、これによる軸受のこじり発生は免れ得ないが、その程度は車輪軸受におけるよりは軽微である。よって、軸受が車軸軸受という形で採用される一般鉄道車輛に関する限り、「正面組合せ」が用いられることによるデメリットは車輪軸受の場合より遥かに小さい。しかも、台車枠の剛性が低い場合においてはこのことが更に“七難隠す”役割を演じてくれていた。

然しながら、その場合においてもなお、「正面組合せ」方式の採用にモーメント荷重への抵抗力の減殺と引き換えに購われた「角隙間」の大きさ以外にこれと言った積極的意義が認められ得ない。この点において、上の車輪軸受ないしハブ・ベアリングの場合と車軸軸受との間には些かの相違も存在しない。煎じ詰めれば、軸受に曲げモーメントが作用する部位に円錐コロ軸受を「正面組合せ」に用いる「組合せ軸受」や「複列内向き軸受」が採用されるべき積極的理由は乏しいというコトになる。

(2)自動車における実施例

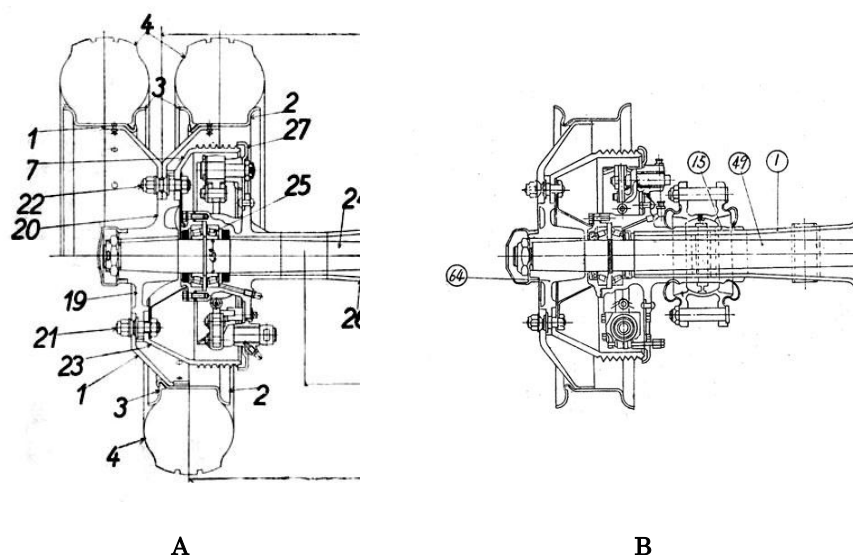
ここで対照事例として自動車のリジッド・アクスル(独立懸架ではない車軸)における実施例について考えてみよう。乗用車やピックアップ・トラックなど、リジッド・アクスルが比較的軽負荷で用いられる場合、半浮式と称する機構が用いられ、荷重は車輪から車軸、車軸軸受へと伝達され、軸受をこじめる力は車軸の曲がりを介してこれに加えられる。軸受は軸箱・軸箱モリ及び台車枠を兼ねる車軸函アクスルハウジングに支持され、車輪の内側に装備されているが、力の伝達経路としては一般鉄道車輛の車軸軸受に近い形態である。因みに上述の PCC カ一の動軸もこの構造であった。

これに対して高負荷車輛に使用される全浮式と称する機構の場合、荷重は車輪からハブ軸受を介してトロッキの死軸に相当する頑丈な車軸函アクスルハウジングに伝達される。車軸函はハブ軸受を支持すると共に、その内部に動力を伝達する車軸ライヴ・アクスル(活軸)を収容している。半浮式の場合とは異なり、全浮式における車軸は駆動ならびにエンジンプレーキ・トルクの伝達のみを受持つ。

ところが、このように一般鉄道車輛ないし鉄道トロッキと同じような使用部位をなし、

力の伝達経路の点でも相似性が認められる自動車の車軸軸受やハブ軸受に円錐コロ軸受を「正面組合せ」で採用した例など、古今東西を通じて全く稀有なのである。管見によれば初期(恐らく 1935 年式まで)の商工省標準型式自動車における後車軸(図 5-4 [A])、菊池五郎によって紹介されている「ダッチ・ブラザーズ乗用自動車用半浮式後軸」、そしてゼーゼル自動車工業(いすゞ)によって設計製造された陸軍二式発生自動車(6 輪、圧縮空気発生用)の後車軸(図 5-4 [B])にこの種の使用法を確認し得るのみである¹⁵⁸。

図 5-4 半浮式後車軸([A]初期の商工省標準型式自動車の後車軸、[B]二式発生自動車の後車軸)



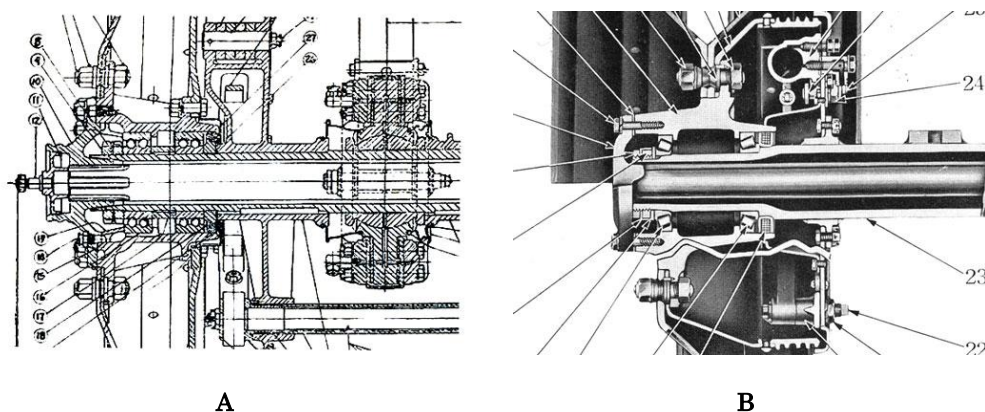
A : 機械学会『国産機械図集』図 6-6、B : ゼーゼル自動車工業(株)『自動車講義(全)』二式発生自動車の項、第四十一図、より。

商工省標準型式自動車“いすゞ”はキハ 36900 と同じく 1933 年、国産三社(石川島自動車製作所、東京瓦斯電気工業、ダット自動車製造)の共同設計により一応の完成を見た。その前後車軸は瓦斯電によって分担され、前車軸のハブ・ベアリングはトラックもバスも全て真っ当な「背面組合せ」であった(内側の方が大径)。しかし、後車軸には共同設計の弊害が如実に現れてしまったようである。軸受こそ初期の石川島“スミダ”PCA 型などに見られた複列玉軸受を 2 個並列させる方式(図 5-5 [A])から進化して円錐コロ軸受となったものの、車軸構造は従前の“スミダ”軍用車のそれより後退し、乗用車並みの半浮式となっていた。

¹⁵⁸ 機械学会『国産機械図集』1932 年、6-6 図、菊池五郎『自動車工学』岩波書店、1938 年、321 頁、第 394 図(菊池の戦後の著作、『ガソリン自動車工学』オーム社、1957 年、105 頁、第 9・1 図もこれに同じ)、東京自動車工業(株)『いすゞ部分品型録』1939 年、72、78~79 頁、ゼーゼル自動車工業(株)『自動車講義(全)』1942 年(?)、二式発生自動車の部、135 頁、第 41 図、参照。

しかも、進化した筈の軸受さえ、同一形式の円錐コロ軸受(スリーブレス)を「正面組合せ」で用いるというキハ 36900 まがいの構成となってしまう。こんな設計では車軸の負荷容量は低下するし、2つの円錐コロ軸受を近接させたことにより、モーメント荷重に対する軸受の抵抗力は複列玉軸受2つを離して設置した“スミダ”旧型より失なわれる格好になってしまった。

図 5-5 全浮式後車軸([A] “スミダ” PCA 型探照灯自動車の後車軸、[B]後期の商工省標準型式自動車の後車軸)



ディーゼル自動車工業㈱『自動車講義(全)』“スミダ” PCA 型探照灯自動車の項、第三十六図、東京自動車工業㈱『いすゞ部分品型録』72 頁、より。

かかる設計が長続きする筈はなく、図 5-5[B]に示されるように、1936 年式以降、後車軸は負荷容量が大きく、車軸に駆動/エンジンブレーキ・トルクだけを負担させる“スミダ”伝統の全浮式に改められ、この設変に伴い、軸受も異径の(内側の方が大径)円錐コロ軸受を「背面組合せ」で、勿論、モーメント荷重軽減のため互いに大きく引き離して用いる近代的構成に構造変更された。このハブ軸受の設変を“標準化と技術進歩との相克”という観点から見ると、自在継手の場合同様、それは商工省標準形式自動車の脱・鉄道省標準ガソリン動車化、と評価され得る進化であった¹⁵⁹。

それがあらぬか、1942 年という遅い時期に制式化された陸軍二式発生自動車にシングルタイヤとは言え、半浮式、近接型「正面組合せ」などという構造が採用されたのであるから、如何にも間抜けなハナシである。こんな有様に立ち至った経緯については恐らく大方の想像を絶するところであろう。

もっとも、そこにはある種、明白な時代的背景があった。陸軍の6 輪(6×4)トラックは1 本のプロペラシャフトを用いるタイプのウォーム駆動で、後2 軸の回転差を吸収するイ

¹⁵⁹ 自在継手の進化に係わる商工省標準形式自動車と鉄道省標準ガソリン動車の異同については『鉄道車輛工業と自動車工業』104~107 頁、参照。

ンターアクスル・デフもなかった。駆動系の設計は陳腐化しており、世界の水準は言わずもがな、いすゞの民需用車のそれと比較してさえ遅れた存在たることを余儀無くされていた。あまつさえ、陸軍がオイル・ブレーキを嫌ったため、機械式ブレーキが採用された結果、前輪にはブレーキすら無かった。技術者たちのほとんどは陸軍からの雑多かつ矢継ぎ早の設変要求に追い立てられていた。このため、いすゞにおいてなされたこの種の開発は多分に場当たりので、後世に残る技術開発は、伊藤正男による陸軍統制発動機に結実する高速ディーゼル技術開発に尽きる、と極言し得る結果となっていたと伝えられている¹⁶⁰。

(3)なぜ、鉄道車輛用車軸軸受に「正面組合せ」方式が採用されたのか？

それにしても、疑問視されるべきはモーメント荷重に対する負荷容量に係わるかなり単純な事実が何時、判明したのか、という基本的な点であろう。アメリカで「背面組合せ」のメリットが解明された時点についてはハッキリしている。それは1933年であった¹⁶¹。

それならTimkenの初期車軸軸受やキハ36900の設計にこの知見が活かされなかったのも致し方ないかも知れぬ。しかし、それ以前に開発された自動車を縦覧しても、あるいは自動車用Timken円錐コロ軸受の使用法解説を見ても、「正面組合せ」の採用例が僅少であったという事実を等閑に付す謂れは無いであろう¹⁶²。

他方、機械学会→日本機械学会『機械工学便覧』1934、1932、1951年版などを見ても、この点についての記載はなく、わが国における円すいコロ軸受のモーメント荷重適性に関する認識状況如何について判断の手掛かりもない。前掲、松本論文が最初の邦語文献かと思われる所以である。実際、赤岡は1958年に公にされた研究展望論文においてこの松本論文に言及し、「松本は円すいころ軸受のダイレクトおよびインダイレクト・マウンティングの寿命を解析した」と評価している¹⁶³。

ただ、そうであるとすれば尚更、アメリカでの研究及び自動車における円錐コロ軸受使用実態推移との距離並びに違和感を覚えざるを得ない。もっとも、曾田前掲『軸受の設計』においては組合せ軸受の「正面」「背面」配置について図示されているのみで、その特性の相違については一言も語られていない(213頁)。更に、軸受・潤滑便覧編集委員会前掲『軸受・潤滑便覧』に至っては「両者は原理的に差異はない」などといった不見識極まる記述を掲げている(284頁)。誠に不可解な事態と評されねばなるまい。

¹⁶⁰ この命題については拙著『伊藤正男——トップエンジニアと仲間たち』日本経済評論社、1998年、55~56頁、参照。なお、陸軍用6輪トラックが抱えた問題点については拙稿「ガソリン自動車における輸入部品の使用と国産化の進捗について——日車製大型自動車及びキハ36900(41000)の機関回り並びに動力伝達系を中心に(1)」(『LEMA』No.489、2007年)をも御参照頂ければ幸いである。

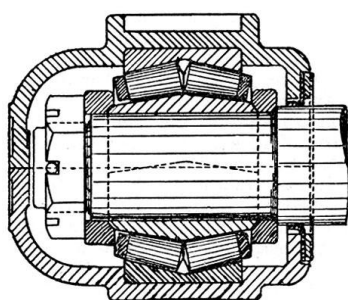
¹⁶¹ 『日本精工五十年史』319頁、参照。

¹⁶² Timkenの例についてはcf. Macaulay, *ibid.* Fig. 147,148,156,157.

¹⁶³ 赤岡「展望 ころがり軸受の寿命」(『日本機械学会論文集(第2部)』24巻 140号、1958年4月)、参照。

当該軸受の使用状況を勘案すれば、軸に作用する曲げモーメントの変動幅は鉄道車輛の方が自動車より小さかろう。とりわけ鉄道省標準ガソリン動車などは軽量性に意を用いた設計がなされていたから、荷重の絶対値自体も鉄道車輛としては確かに小さかったであろう。それにしても、特段のメリットを欠くばかりかデメリットのみが付きまとうこの「正面組合せ」が何ゆえ唯に鉄道省の技術者のみならず、馬車用としてこの軸受を開発し、自動車用軸受としてヒット商品に育て、産を成した元祖 **Timken** の技術者にまで採用されたのかについては疑問である以上に不可解とせざるを得ない。

図 5-6 初期の鉄道車輛用複列円錐コロ軸受



Proc.Inst.of Engineers and Shipbuilders in Scotland, May, 1922. cited in A.,W.,Macaulay, *op.cit.* p.196, Fig.197.

ここで若干、思い当たるのは 1922 年 5 月、技術雑誌に掲載された図 5-6 のような鉄道車輛車軸軸受用複列円錐コロ軸受の存在である。これではコロが競り合ってしまう、正しく案内しようとするれば、保持器とコロとの間に大きな摩擦の発生を免れ難いと思われるが、円錐コロ軸受であるから、少なくともスラスト荷重がかかった状況下においても差動・スピン・モーメントは発生しない。

ともかく、この軸受の設計者にしても **Timken** の設計者にしても、「正面組合せ」複列円錐コロ軸受のプロフィールに複列では大先輩に当る **SKF** 自動調心コロ軸受の影を重ね、何となく……相対的に大きな角隙間ゆえに軸の曲がりによる軸受へのこじりを逃せば済むような気になって……安堵していたのではなかろうか。そして、この心理が国内メーカー及び鉄道省工作局車輛課の技術者たちに共有されていたとしても、大した不思議は無い。

しかし、そもそも自動調心コロ軸受の場合、「背面合せ」的配置は鼓型コロを 1 列用意し、外輪によってこれを位置決めさせつつ、内輪のみを傾斜させる案以外には不可能であるから、複列の自動調心コロ軸受においてはコロに「正面合わせ」的配置を採らせるしか選択の余地は無いのである¹⁶⁴。

¹⁶⁴ 松本や綿林は、海外には実際に鼓型コロを用いる自動調心コロ軸受が存在すると述

鉄道車輛車軸用円錐コロ軸受において「正面合わせ」「複列内向き」方式を採用することは不必要であるばかりか本質的に感心出来ない設計であった。台車、即ちその台枠ならびに軸箱支持剛性の低さに起因する車軸の変位を大きな角隙間で逃すと言えば筋が通るようにも聞えるが、そもそも台車剛性が低ければ軸受内部に大きな“逃げ代”を確保しておかずとも良かったワケである。それにも拘らず、何故こんな設計が一時的にせよ相当長く踏襲されたのか……自動車との対比を思うにつけ、本件をころがり軸受発達史上の多いなる不思議とせざるを得ない。これを要するに、存在したモノが全て合理的であったワケではない、というオチになるしかないのであろう。

べている。図は掲げられていないが、恐らく、それらは先に見た Shafer の自動調心円錐コロ軸受(図 3-5)についての言及であろう。遠山・松本『軸受・潤滑法』183 頁、綿林『ころがり軸受マニュアル』21 頁、参照。

VI. モハ 80 系 “湘南型” 電車の時代と車軸軸受

(1)再出発

日本精工では戦前派の円錐コロ軸受が、恐らく補修用として、戦後もしばらく製造され続けていた。キハ 41000 型用の J1(J1-A?)型は 1948 年 11 月から 1952 年 6 月まで 470 個製造され、キハ 42000 型用の J2 型は'49 年 1 月から'53 年 9 月にかけて 207 個製造された。EF53 型用の J4 型も'49 年 1 月から'52 年 6 月にかけて 4 個だけ製造されている¹⁶⁵。

しかし、上述の通り、国鉄車輛用車軸軸受のコロ軸受化へ向けた取り組みは敗戦前後を通じて変わりなく志向されていた。勿論、戦後過程の先陣を担わされることになるのは大部分が日本精工(NSK)および東洋ベアリング(NTN)の、遺伝形質的には戦前派ながら、戸籍上、戦後世代に属する円錐コロ軸受であった。客車に用いられた両社の製品は当然ながら軸径、外輪径、外輪幅共に等しく(110mm、265mm、150mm)、共通の、平軸受用のそれと比べるとかなり大きめの軸箱に収容して使用された。

蒸気機関車関係では 1946 年度以降に新製の C57、C59、C61、C62 の炭水車車軸、C61、C62、D60、D62 の 2 軸従台車にコロ軸受が採用された。これらはしかし、電車用のコロ軸受と同一の製品であった。

また、一部の客車、電車には不二越鋼材(株)(FKK)の自動調心コロ軸受が用いられた。客車用は軸径 110mm、外輪径 265mm、内輪幅 130mm、電車用は同じく 120mm、280mm、130mm と、大柄であった。戦後、本格的な国産化時代を迎えた SKF 型の自動調心ベアリングには多くの期待が寄せられ、その品質向上が希求されていた。

国鉄におけるころがり軸受採用方針は冒頭に述べた通り、表向きは銅合金、錫等の不足に起因する平軸受用バビット・メタルの品質低下と潤滑油不足に対する抜本的対策としての意義を担うと同時に、軍需の途を絶たれ、存亡の危機に瀕していた国産ころがり軸受工業を支援しようという政策でもあった。その需要は既に押えておいたように、規模から見れば微々たるものであったが、研究開発の機縁としては重要であり、業界にとっては干天の慈雨であった¹⁶⁶。

しかし、当時の状況を知れば知るほど、“国鉄をはじめとする技術陣はほとんど蛮勇にも等しい気力を奮い立たせ、車軸用コロ軸受開発を自己目的化し、これに向かって猛進した”というイメージを膨らませざるを得なくなる。コトの次第をとくにご覧頂ければ、これがただ一人筆者だけの感想にとどまらないであろうことが了解されよう。

(2)復興期、国鉄車輛に用いられた車軸用ころがり軸受

工作局は 1949 年末より「車両用ころ軸受研究会」「車両用ころ軸受懇談会」を組織し、元・国鉄副技師長、北畠頭正委員長以下、国鉄、車輛、ころがり軸受並びにオイルシールの

¹⁶⁵ 『日本精工五十年史』178 頁、表 143-b における「J1」なる表記は J1-A の誤り。

¹⁶⁶ 冒頭言及の文献に加え、赤岡 純『軸受の損耗と対策』125、143~144 頁、前掲「星 晃氏に聞く 戦後の旅客車設計」、参照。

メーカーに日本鉄道車両工業会からの3名を加え、合計23名の識者がこれに参集した。研究会は1949年12月に開催された第1回から1955年の第5回まで5回にわたり、懇談会はこの間、都合8回開催され、その資料、成果は鉄道車両工業会刊行の『車両技術』誌に分載された。後日、それは広く江湖の参考に供すべく集大成され、車両用ころがり軸受研究会編『車両用ころがり軸受』なる一書に取りまとめられることになる。この任に当たった中心人物が鉄道技術研究所の技師、赤岡 純である¹⁶⁷。

以下、当時の技術者たちが残した論文、報告の類から、復興期、国有鉄道におけるころがり軸受の使用状況を瞥見してみることにしよう。

表6-1には1949年3月時点の国有鉄道における全車両数およびコロ軸受搭載車両両数を、表6-2には同一の時点における国鉄車両採用コロ軸受の種別が示されている。

表 6-1 1949年3月現在における国鉄全車両数およびコロ軸受搭載車両両数

車 輛 種 別		全 車 輛 数	コロ軸受搭載車両数	同左比率(%)
電 車	電 動 車	1,462	566	38.0
	附 随 車	961	115	12.0
客 車		11,381	879	7.7
電気機関車		362	58	16.0
蒸気機関車		5,522	173	3.1

「車両用コロ軸受の諸問題(1)」より。

表 6-2 同じ時点における国有鉄道採用コロ軸受

型 式		製造者	内輪の取付	用 途
J11	140mm 複列円錐コロ軸受	NSK	圧 入	電 気 機 関 車 動 軸
J12 及び	120mm 複列円錐コロ軸受	NSK	スリーブ	電車車軸、電気機関車 先軸、蒸気機関車従軸、

¹⁶⁷ この経緯から、赤岡の著書、『軸受の損耗と対策』のころがり軸受に関する部分はいかにも冗長で重複が目立つ『車両用ころがり軸受』の叙述をスリム化したような内容になっている。なお、『車両用ころがり軸受』各章及び巻末の記載に依れば、車両用ころがり軸受研究会のメンバーと執筆分担は北畠顕正(日立製作所)、橋本正一、衣笠敦雄、福岡直治、石沢応彦、森川克二、佐野恒夫、西尾源太郎、赤岡 純(以上8名、国鉄、赤岡が第7章 潤滑、第10章 取扱いおよび保守、第11章 故障とその対策)、深沢三之(東急車輛製造)、平山英吉(日本精工)、山本要三(同、第1章 車両用ころがり軸受の展望、第4章 電動機用ころがり軸受)、能登鉄治(東洋ベアリング製造)、松本美韶(同、第5章 駆動装置その他のころがり軸受、第6章 はめあいおよびすきま)、石坂悌輔、近藤正男(第2章 ころがり軸受用材料および製造方法)、日置兼佐久(以上3名、不二越鋼材)、朝倉二郎(光洋精工)、小野 繁(同、第3章 車軸用ころがり軸受、第9章 検査)、広田英吉(日本ダストキーパー[現・キーパー㈱]、第8章 軸受箱および密封装置)、鈴木 貞、蓮井 環、池谷盛蔵(以上3名、日本鉄道車両工業会)、であった。

J13				炭水車車軸
?	110mm 複列自動調心コロ軸受	FKK	スリーブ	電 車 車 軸
J10	110mm 複列円錐コロ軸受	NSK	スリーブ	客 車 車 軸
J10	110mm 複列円錐コロ軸受	NTN	スリーブ	客 車 車 軸
?	110mm 複列自動調心コロ軸受	FKK	スリーブ	客 車 車 軸

「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」より。J10～13の形式は筆者補。

原表記は「複式」であるが、単列×2と紛らわしいので複列とした。

同じく原表記は「球面コロ軸受」であるが自動調心コロ軸受とした。

不二越鋼材の商標は後年、NACHIに改められるが、当時は「FKK」であった。

蒸気機関車炭水車の車軸軸受は本文にも述べた通り、電車用のそれと同一であった。

この内、日本精工は、客車に J10 型、電気機関車 EF58 型、EF15 型の動軸に J11 型、同先台車軸に J13 型、電車には J12 型を供給した。それらの累計製造個数は J10：9,344 個、J11：1,760 個、J13：507 個、J12：12,580 個(但し、この製造個数は何れも'45 年 11 月～'53 年 9 月の総累計)であった。

これらの円錐コロ軸受は何れも「複列内向き軸受」であり、電気機関車用のみ直接圧入型、それ以外はスリーブ式であった。

スリーブ方式では軸端面加工時のカエリが除去されていなかった場合、往々にしてスリーブの浮き、「はめあいゆるみ」を生じ、軸受支持不良を来たしたこともあった。この部位については正確な「しまりばめ」に勝る固定方式はなかった。直接圧入方式の導入には車軸ジャーナル研削盤の配備が必要であったが、電気機関車においては製造両数が少なく、車軸の加工精度管理が容易であるため、EF58、EF15 時代から油加熱・焼嵌めによる直接圧入・スリーブレス化が開始された¹⁶⁸。

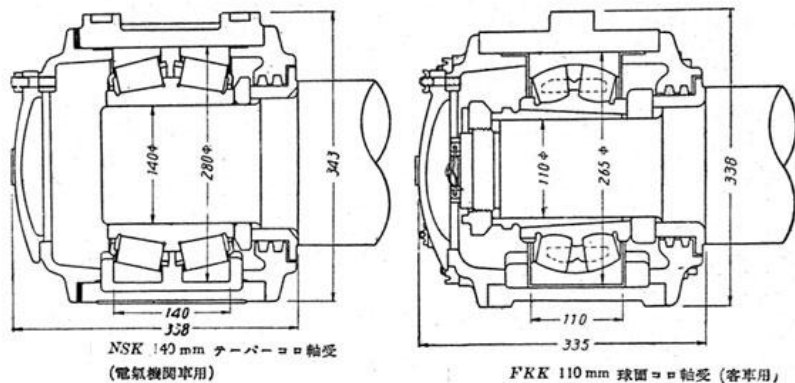
この間、円錐コロ軸受の隙間調整は相変わらずシムに拠っていたが、調整間座方式や複列×2の4列型組合せ軸受、起動及び冷間潤滑特性に優るオイル潤滑方式によるモノも試作されていた¹⁶⁹。

図 6-1 に NSK の 140mm 円錐コロ軸受と FKK の 110mm 自動調心コロ軸受の概要を示す。

図 6-1 NSK 140mm 円錐コロ軸受(a)及び FKK 110mm 自動調心コロ軸受(b)の概要

¹⁶⁸ 前掲 鉄道技術研究所『五十年史』1957 年、553 頁、参照。

¹⁶⁹ 「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」、『日本精工五十年史』178 頁、参照。前者の執筆者は恐らく佐藤健児と岩田的夫。



「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」より。FKK の製品形式は非対称コロ型複列自動調心コロ軸受である。
 大久保前掲『改訂増補 最新 客貨車名称図解』222 頁、第十二図も同じ物を表示している。

なお、同時代の NTN 製円錐コロ軸受はコロのサイズ等がやや異なる他、後蓋に嵌め込まれる“塵除座”のシール機構が図のようなフェルトリング(図 9-22、参照)ではなく、後蓋内面に等間隔で 3 本切られた“グリース溝”になっていた¹⁷⁰。

先に触れた円筒コロ軸受についても、戦後、スラスト荷重を別の機構に分担させるタイプの試作品が作られていた。実用品中にその顔が見えないのは軸の傾斜によりコロの「片当り」を来した際に生ずる「端荷重」(edge load)対策が未だ困難な状況にあり、かつ、スラスト荷重の支持方案も定まらなかったためであった。かくて、上述の通り、地方鉄道向けガソリン動車においては遅くとも 1930 年代初期には採用実績が認められると推定されるにも拘らず、円筒コロ軸受には復興期、わが国では円錐コロ軸受及び自動調心コロ軸受の後塵を拝する役どころが与えられた¹⁷¹。

赤岡によれば欧米においては光弾性実験、模型実験などを通じて円筒コロ軸受の軌道面に若干の凸形状…対数曲線プロフィール…を付与し、“修正線接触”を確保するクラウニングと呼ばれる加工が施されていた。クラウニングはコロの両端部に附与される場合もある。これらは荷重により輪軸が僅かに撓みながら回転することに起因するコロの端荷重対策であると共に、潤滑油膜保持性改善策であった。しかし、当時の国内メーカーは未だ、コロのクラウニングという点に関してわが国独自の解決法を見出すには至っていなかった¹⁷²。

それから 30 年ほど経った 80 年代末期、わが国の企業研究者によって円錐コロ軸受の軌道面、転動面へのクラウニング付与により、軸のミスアライメントに起因する端荷重を逃

¹⁷⁰ 横堀『鉄道車両工学』212～213 頁、第 8.42 図、参照。

¹⁷¹ 赤岡 純「衝撃荷重を受ける転り軸受の嵌合」(『機械の研究』第 5 巻 第 3 号、1953 年)、参照。スラスト受けの構造については後述する。

¹⁷² 赤岡前掲書 125 頁、前掲『ころがり軸受実用ハンドブック』、24～25 頁、参照。これについては綿林『転がり軸受マニュアル』261～262 頁、参照。

してやれば円錐コロ軸受の転がり疲れ寿命が飛躍的に増大させられるという事実が明らかにされている。うたた今昔の感に堪えない¹⁷³。

(3)ころがり軸受に関するトラブルと問題点

戦後、国鉄車輛用車軸軸受近代化の担い手として脚光を浴びるに至り、様々な実用化実験にも供されたころがり軸受であるが、当初、それに期待された「出発抵抗の減少、走行抵抗の減少、潤滑剤の節減、保守点検手数の軽減、互換性の有ること、など」については実のところ「今日までのところこれらの期待は遺憾ながら大部分裏切られて、今後の大きな研究課題を与えられてしまったようである」などと総括される有様であった¹⁷⁴。

何しろ、その実用成績自体は「休車率が平軸受装備車輛の 50%」というアメリカでの通り相場などとは正に裏腹で、国鉄関係者を安穩とさせて居られるレベルからは程遠く、「1948 年 6 月ごろには、総車両数 792 両中、69 両がコロ軸受の故障のために休車する状態であった」。69 両というのは正確には「軸箱関係の故障」による休車両数であるが、ここまでになると、鵜沼の総括もむべなるかな、と評せざるを得ない¹⁷⁵。

1948 年 6 月、この状況を乗り切るため、国鉄工作局は各地方局 9 局と共催で「コロ軸受取扱講習会」を開催した。そこでは様々な故障統計が示された。以下、この講習会データと思しき数字を拾ってみよう。

戦後、早い時期、1947 年 7 月から'48 年 6 月に至る 1 年間、国鉄の客車において発生したコロ軸受関係の故障統計が表 6-3 に示されている。ころ軸受の種類は勿論、前節に見た円錐コロ軸受および自動調心コロ軸受である。

表 6-3 1947 年 7 月～'48 年 6 月、国鉄客車におけるコロ軸受故障統計

故 障 種 別		件 数
使 用 個 数 (A)		6,216
軸 受	コ ロ 割 損	31
	コ ロ 疵 入	5
	内 輪 割 損	5
	スリープ弛緩	13
	スリープ疵入	1
	保 持 器 破 損	7
	保 持 器 摩 耗	2

¹⁷³ 高田・相原前掲『転がり軸受の寿命と信頼性』111、113、166～167 頁、参照。

¹⁷⁴ 鵜沼前掲「客車コロ軸受装置の現状と今後の問題」『交通技術』1949 年第 1 号、より。

¹⁷⁵ 『日本精工五十年史』343 頁。

	保持器疵入	5
	遊間不良	1
合 計 (B)		70
B/A %		1.1

鵜沼龍太郎「客車コロ軸受装置の現状と今後の問題」『交通技術』1949年第1号、より。

使用個数から単純計算すれば、客車両数は777両となる。それに装備された6,216個のコロ軸受の平均故障率が約1%強ともなれば、それだけで現場の辛苦の程が思い遣られる。しかも、1948年7月頃まで、製造された車軸用コロ軸受は新製車輛に用いられる分で手一杯という状況があり、予備品の割当などはほとんど無かった。

1948年度に入ってから修理用予備品の手配状況は大して改善されなかった。それどころか悪化の要因すら作用し始めた。石炭事情の緩和と共に、急行列車の復活や遠距離列車の増設が実施され、これら“優等列車”の大部分にはコロ軸受装備の新製車輛が振り当てられていたからである。コロ軸受の故障頻発は結果として現場に「軸受を交換し故障軸受を1輻に集めることによって編成から減車せずにどうにか切り抜け」る、といった綱渡りの運用を余儀無くさせた。

次の表6-4は1948年6月時点におけるコロ軸受関係の故障データである。

表 6-4 1948年6月時点におけるコロ軸受装備客原因別休車両数・故障箇所別件数

休 車 原 因	車輛数	故 障 箇 所・原 因 別	件 数
軸箱守摩耗	4	発熱	103
軸箱守摩耗・軸箱傾斜	10	コロ破損	46
軸箱摩耗	4	軸箱または軸箱守摩耗	632
グリース関係	5	スリーブ弛み	54
フランジ摩耗、タイヤ関係	8,7	軸箱割損	1
コロ破損、摩耗	3	コロ疵入	2
保持器	6	保持器摩耗および疵入	5
発熱	12	スリーブネジ摩耗	1
スリーブ弛み	3	軸ナット疵入および弛み	4
その他	5	内輪割損	20
計	69	内輪中ツバ疵入	3
総車輛数	792	車軸疵入	19
		内外輪割損	1
		その他	3
		計	894

松本美韶「鉄道車輛用軸受の最近の進歩」(『潤滑』第6巻 第4号、1961年)より。

軸箱回りの摩耗がこれほど目立ったのは、当時の軸箱と台車の摺動部がいずれも鉄で、しかも無潤滑であったためであるという。個別の軸受に固有の問題、メーカー間の品質格差等に係わる体系的データは見出し得なかったが、回転方向にガタつくような摩耗は共通にみられたが、自動調心コロ軸受を用いる場合、輪軸で軸箱の倒れを支持することが出来ないため、回転面が倒れるような摩耗も発生した。

スリーブの弛みは車軸に輪心を圧入する際、軸端の円環状のわずかな面に数十トンの圧力をかけるため、軸端に“まくれ”を生じ、スリーブと車軸との面接触が妨げられていたことから多発した。

コロの割損は軸方向隙間管理の杜撰さ(時に5mmもの隙間!)の他、コロのスキューも考えられたが、1個の圧壊荷重80tのコロがなぜこれほど割れるのかについての原因は、当時、円錐コロ軸受に作用するモーメント荷重の影響が松本によって解明される直前であったため、遺憾ながらこの時点においては「どうしても理解できない」(松本)ままに終わった。

件の69両の休車原因、故障内容は大略かくの通りであり、砲金製摺り板の挿入ならびに圧入法の改善はただちに実行に移された。

その反面、1948年度には客車の新製が一段落したことで、漸く補修用にコロ軸受が出回り始め、マトモな修理が行われるようになって行った。それでも、この年の9月末現在における国鉄客車、故障原因別休車両数は表6-5に示される通りで、コロ軸受絡みの休車は相当数に上っていた。

表 6-5 1948年9月末現在における国鉄客車、原因別休車輛両数

故 障 種 別		両 数
配 置 両 数 (A)		792
軸 受 関 係	コロ破損又は摩耗	7(11)
	保持器損又は摩耗	4 (9)
	スリーブ弛緩	3 (3)
	グリース関係	
	発 熱	17(32)
	計	31(55)
台 車 関 係	軸 箱 摩 耗	18(85)
	軸 箱 守 摩 耗	2 (8)
	計	20(88)
車	フランジ摩耗	8(11)

輪 関 係	タイヤ弛緩	13(50)
	計	21(61)
合 計 (B)		72(204)
B / A %		0.91

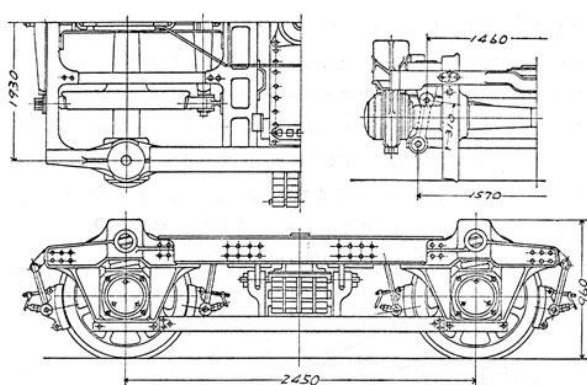
() 内は件数。

鶴沼前掲「客車コロ軸受装置の現状と今後の問題」より。

コロ軸受関係のトラブルがここでも目立つと共に、車軸軸受を支える軸箱並びに軸箱守、即ち台車回りのトラブルも相当数、記録されている。

後者の典型は旧来の TR23 を一部、設計変更することで開発された TR34 台車(図 6-2)が軸箱および軸箱守の著しい偏摩耗を発生させていた状況である。また、この台車においては軸受形式に係わる固有の特性として左右(車軸々方向)の遊間がほとんど無く、また軸箱守側にもこれを逃がす工夫を欠くため、台車蛇行動に起因する側圧がまともにタイヤフランジに印加される点が指摘されていた。表に掲げられたフランジ摩耗やタイヤ弛緩といった軸受とは一見無縁に思われかねぬ事故も、この台車とそれに用いられていたコロ軸受の特性に係わる問題と無縁ではなかった。TR34 型台車の後継形式開発については間もなく触れることになる。

図 6-2 TR34 型台車



東鉄運転部客貨車課『近代客貨車の構造と理論』交友社、改訂第3版、1968年、128頁、2-4-3図より。横堀『鉄道車両工学』221頁、第8.57、TR11とあるのは、このTR34の誤り。

前者、即ちコロ軸受に係わる固有の問題として、材質不良、工作不良、グリースの不良、軸箱への組付不良(スリーブ締付不良、軸方向隙間不良)が指摘されていた。中でもスリーブは厄介者で、「ころがり軸受＝メンテナンスフリー」との先入主から日常の点検が疎かに

され、

スリーブの弛緩或はグリースの分解変質に因って軸温が漸次上昇して発熱事故に至るものなどは、日常の周到な点検によって未然に防ぎ得るものであるにもかかわらず、軸受全体の外、輪軸に至るまで廃品としてしまうような発熱事故としてしまう例が多かった(鵜沼前掲論文)、

などと伝えられている。

個別具体的原因についてはスリーブ締付けナットの締付け不良のように受け取れる漠然とした記載しかなくされていないのであるが、1953年の報告でもディーゼル動車の車軸軸受スリーブの弛緩・脱出により軸箱の前蓋に穴が明くといった事故例まで紹介されている¹⁷⁶。

このため、日々の「列車検査」における触診、30日毎の「仕立検査」における前蓋開放・「探り棒」による探診並びにグリースの性状確認が指定された。

また、新製車輛においては軸ジャーナルの外径仕上げ不良により均等な圧入が困難であったため、使用開始後2～3ヶ月後にスリーブ・ナットの追締めが奨励された。

また、蛇足めくが、1948年10月時点におけるコロ軸受その他の価格は、

コロ軸受および軸箱1組(客車用) 25,925 円

グリース1軸箱当り(2kg) 78 円

で、客車1両分は約208,000円かかり、これは平軸受と比べ、相当高価、ということであった(鵜沼前掲論文)。

(4)軸受固有の技術的問題

次に軸受固有の問題について、より詳細に検証してみよう。表6-6には円錐コロ軸受、自動調心コロ軸受に関する事故調査データが総括されている。

表 6-6 円錐コロ軸受、自動調心コロ軸受事故調査データ(1949年1～6月)

故 障 原 因	NSK	NTN	FKK	備 考
コロ軸受全体破損	11	4		軸受全体がこわれてしまって原因不明なるも、NSKのものは保持器破損、NTNのものはコロ割れが主な原因と推定される
保持器磨耗及破損	33	1	1	保持器の窓が磨耗してコロが飛出したり、保持器に亀裂を生じたもの
スリーブ弛緩、キー折損	33	8		スリーブがゆるんで軸ナットが回ったり、キーを折損したりしたもの
	35			亀裂は材質熱処理の欠陥の外にスリーブの締め過ぎによるもの

¹⁷⁶ 大谷武雄「ディーゼル気動車の主な故障(その5)」『Locomotive Engineering』1953年12月、所収。この雑誌は戦時中、休刊を余儀無くされていた『ロコモチヴエンジニアリング』誌の後身で、1952年、鉄道80周年を機に改題復刊された。

内外輪亀裂、キズ入り				のあり、キズ入りは疲労剥離の外にコロや保持器の破損によるものも多いと推定される
シム遊隙調整不良	6	12		遊隙が規定より大きくなっているもの
コロ割れ		12	5	遊隙過大がその原因であると推定される
内外輪表面疲労	5			遊隙が過大又は過小のために内外輪の接触圧力が大きくなったもの
グリース不良又は不足	6	11		品質不良、漏洩及び不足、水、塵埃等の混入を含む
発熱	7			具体的原因は明かでない
合計	136	48	6	

佐藤健児・赤岡純「車両用コロ軸受の故障」（『鉄道業務研究資料』第6巻第5号、1949年）より。ここでは論文本文記述を反映して一部、字句修正を行った。

「車両用コロ軸受の諸問題(2)」には同じデータがメーカー名をA、B、C社として再掲されている。

以上の内、グリースについては当然ながら各メーカーのころがり軸受に共通する悩みのタネであった。特に、コロ軸受装備客車は1946年度より供用を開始したにも拘わらず、コロ軸受用グリースとして復興期の国鉄で採用されることになる協同油脂製“パワーライトR”、昭和石油製“極圧SS-L”グリース(Na石鹼基グリース)といった商品が本格的に製造され始めたのはその約1年後であった。このため、ツナギとして汎用品であるカップグリース(Ca石鹼基グリース)といった安物のグリースや“ペトロラタム”(ワセリン)までがこの間の新製車両に用いられ、これが戦後初期、数年間における発熱等、トラブル多発の要因となり、事故一步手前でグリース更新というような事例が「相当あ」ったと伝えられている¹⁷⁷。

ころがり軸受導入のメリットの一つとして必ず数え挙げられる「保守点検手数の軽減」は、それがグリース潤滑による限り、このグリースそのものの耐久性如何によって決定的に影響される。グリースは負荷の小さい使用箇所であれば、ガンによる追加充填・排出が容易である。しかし、ころがり軸受のような負荷の厳しい使用部面においては酸化や油分離といった質の劣化とともに全面更新されねばならない。こうなった場合、車体の吊り上げ、台車の分解が必要となり、その手間たるや平軸受の場合とは大違いで、並大抵のことでは済まない。

このため、当時からグリース寿命としては全分解を旨とする一般検査期間の15ヵ月、走行距離にして250,000kmの達成が理想とされていたのであるが、実際問題としては「現在のところそれまでの改良進歩は仲々困難ではないかと思われ」ていた。鶴沼は、

(国鉄)運輸局では鉄道技術研究所の応援を得て、グリースの充填量耐久期間走行中の軸温度等を長期間に亘って試験中であるが、耐久力としては恐らく100,000軒内外で

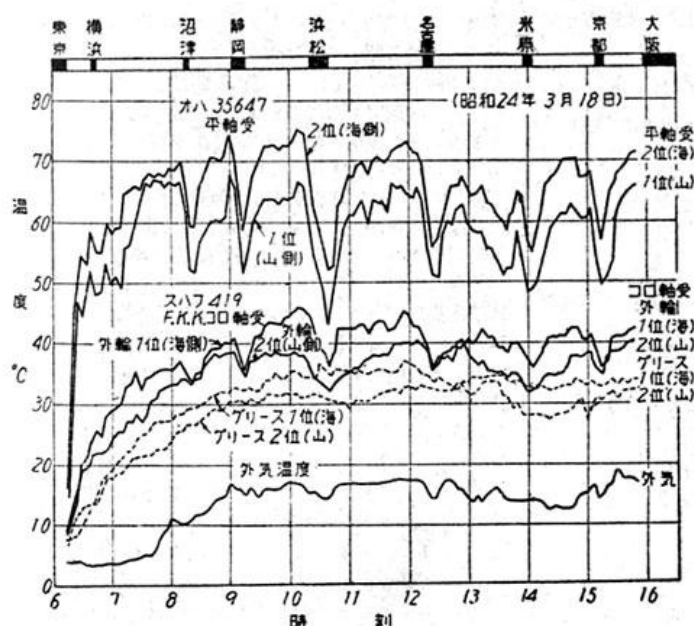
¹⁷⁷ 鶴沼前掲「客車コロ軸受の現状と今後の問題」、参照。

あろうと予想される(前掲論文)。

と弱々しく述べている。

1949年3月、国鉄は恐らくその試験研究の一環としてであろう、東海道本線の特急列車試運転に際し、東京～大阪間で車軸・コロ軸受外輪・コロ軸受グリース温度の実測を行った。測定されたのはオハ35647の平軸受とスハフ419のFKK自動調心コロ軸受である。図6-3としてその総括を再掲する。

図 6-3 特急列車走行中における車軸回りの温度



「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」より。この図は『不二越二十五年』133頁にも転載されている。

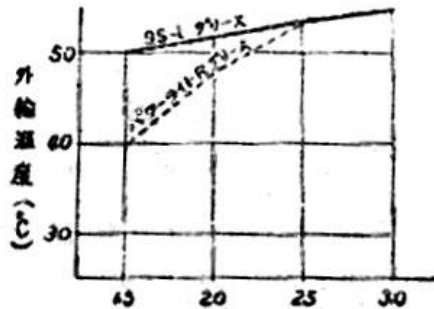
これによってコロ軸受装備車軸の温度は平軸受装備車軸のそれより 30℃ほど低いという事実が解明された。これはグリースの寿命延長に向けての研究の基本的データとなる数値であった¹⁷⁸。

また、コロ軸受はグリース充填量が過大である場合、その攪拌抵抗と低い熱伝導率のため、軸受温度が高まる(図6-4)。その一端は次の図に示されている。温度上昇はグリースの疲労を促進するものであるから、過剰な充填は避け、客車用軸受では1.5～2.0kg 辺りが適当と定められたが、当面の目標たる 25 万 km の半分さえ覚束ない状況下ではグリース充填量の適正化などは元より、根本的な品質の向上に向けた模索が引続き推進されねばならなかった¹⁷⁹。

¹⁷⁸ 時代は下るが、鉄道車輛用平軸受のトラブルを概観した文献として赤岡前掲「摩擦潤滑部分の故障例(鉄道車輛)」が挙げられる。

¹⁷⁹ 鵜沼前掲「客車コロ軸受の現状と今後の問題」、前掲「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」参

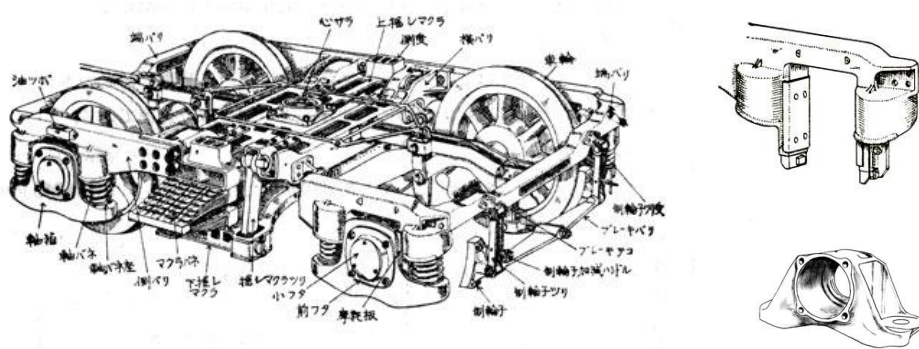
図 6-4 グリース充填量と外輪温度との関係



鵜沼前掲「客車コロ軸受の現状と今後の問題」より。

上に見た特急列車の実験に試用されたスハフ 41 は因縁の形式として知られている。車体はオハ 35 の最終形と基本的に同一、台車は 1948 年から製造され始めた TR34 の改良版、TR40(図 6-5)であった。スハフ 41 は 21～40 号車が新潟鐵工所で製造される計画であったが中止されたため、製造両数は日本車輛本店のみ、1～20 の 20 両に止まった。

図 6-5 TR40 型ウイングバネ式台車とその軸箱守、軸箱



東鉄運輸部客貨車課『近代客貨車の構造と理論』交友社、改訂第 3 版、1968 年、129 頁、2-4-4 図、72 頁、2-2-22 図より。軸箱は類似の台車のそのの写真(手塚一之『鉄道車両/台車のメカ』大河出版、1984 年、26 頁)をスケッチ。大久保前掲『改訂増補 最新 客貨車名称図解』214～217 頁、横堀『鉄道車両工学』222 頁、第 8.60 図も参照。

本台車は台車枠の剛性を高めるため、部材及び上下揺れ枕を鋳鋼製に、軸箱支持安定性ならびに乗心地を向上させるために軸バネは軸箱上に置かれた硬い 1 本のバネからその前後に 2 本、振り分けられた柔らかいバネ、所謂“ウイングバネ”から成る構成に改められ、

照。

かつ、揺れ枕吊を 540mm と長く取るなどの改良を施されたリーマボルト組立式の式鋳鋼台車で、その直接のルーツは 1947 年に住友金属工業が国鉄と共同設計し、国鉄(モハ 73 系電車)と南海電鉄向けにそれぞれ 10 および 8 台納入した一体鋳鋼枠を持つ FS1 (国鉄呼称 TR37→DT14)型台車にある。

一般に、揺れ枕吊の長さをより大きく設定すれば、上揺れ枕(枕梁)のスイングの周波数が下げられることで左右振動加速度の値が低くなり、乗心地が改善され、蛇行動のエネルギーは吸収される。この知見は「高速台車振動研究会」の主要な成果の一つであった¹⁸⁰。

さて、最初に完成したスハフ 41 系車輛はスハ 42 であった。スハフ 41 はその緩急車版(キノコ折妻、キャンパス屋根)として、1948 年に日車本店で 20 両、製造された。因みにこの実測に供された 9 号車は 1948 年 7 月 29 日に落成、品川に配置された。

しかし、1949 年秋から TR34 型台車を履いたマイネ 40 形一等寝台車……床下取付器具が冷房などで増えたため 3 軸ボギーを採用できず、一部改造された TR34 型 2 軸ボギー(揺れ枕吊長さ 310mm)を履かされたため、乗り心地の悪さに悪評紛々であった車輛……の乗り心地改善を目的とする台車振替が計画され、当時、20 両存在したスハフ 41 とスハ 42 の最終番車スハ 42 87 から TR40 型台車を取上げ、冷房駆動可能な端梁に付替えてマイネ 40 に履かせる措置が講じられた。

9 号車も実測の 8 ヶ月後、折角の TR40 台車を奪われ、1949 年 11 月 5 日、大井工場にてマイネ 40 11 の面白くもない TR34 台車をあてがわれてしまう(マイネ 40 形一等寝台車に移された台車の方は 1951 年秋、寝台車に相応しい柔らかいバネと交換され、その型式は TR40A となり、乗り心地は更に改善された)。

スハフ 41 の不幸はなおも続いた。その翌年、本形式はオハフ 33 607～626 に称号変更となり、僅か 1 年で元の形式自体が消滅してしまう。尾羽打ち枯らしたその姿に似つかわしく(?)、オハフ 33 615 となった 9 号車は後に電気暖房装置を設置され、称号はオハフ 33 2615 へと再度、変更され、1981 年 3 月 20 日の廃車(最終区：米原)まで活躍している¹⁸¹。

閑話休題。各形式のコロ軸受ごとにその装備個数は恐らく等しくなかったであろう。従って、前掲の円錐コロ軸受、自動調心コロ軸受の事故調査データの数値の大小から直接、品質格差を論ずることは出来ないワケである。然しながら、日本精工の製品に目立った保持器トラブルの主因は明確に設計・工作不良にあることが解明され、応分の設計変更が行われている¹⁸²。

¹⁸⁰ 高橋団吉『新幹線をつくった男 島秀雄物語』小学館、2000 年、89～114 頁、参照。

¹⁸¹ 前掲『近代客貨車の構造と理論』改訂第 3 版、127～129 頁、岡田 誠一「オハ 35 系客車のあゆみ(前編)」(『鉄道ピクトリアル』No.748、2004 年 7 月) 64～65 頁、星晃「寝台車戦後版—戦後における寝台車復活事情について—」(『鉄道ピクトリアル アーカイブズセレクション』No.10[『鉄道ピクトリアル』2006 年 3 月号別冊、同 No.26～28、1953 年 9～11 月、初掲誌]、64～66 頁)、参照。

¹⁸² 赤岡 純「車輪用テーパードコロ軸受の保持器の事故」『鉄道業務研究資料』第 7 巻第 3 号、1950 年、佐藤・赤岡前掲「車両用コロ軸受の故障」、参照。尚、前者は妙なタイトルであるが(表紙、本文見出し共)、英語表記は “Troubles of the Retainer of Tapered Roller Bearings of Rolling Stock” となっており、「車両用～」の誤記であったと見てよい。

又、資料が語るところを見れば、1948～'49 年度頃における J10、J12 のメーカー別総事故件数及び保持器事故件数・内訳は表 6-7、6-8 の通りであった。

表 6-7 1948 年度における J10 保持器関係事故件数(国鉄運転局客車課調べ)

	事故総件数	保持器事故件数				保持器事故の事故総件数に対する割合(%)
		摩耗	亀裂	欠損	小計	
NSK	223	11	1	1	13	5.8
NTN	165	1	0	3	4	2.4

赤岡 純「車輪用テーパコーロ軸受の保持器の事故」より。

表 6-8 1949 年 2 月 5 日～6 月 1 日に鉄道技術研究所に報告された J10、J12 保持器関係事故件数

	事故総件数	保持器事故件数				保持器事故の事故総件数に対する割合(%)
		摩耗	亀裂	欠損	小計	
NSK	123	22	7	19	48	37.5
NTN	30	1	0	3	4	13.3

赤岡 純「車輪用テーパコーロ軸受の保持器の事故」より。

先の統計と照らし合わせれば明らかであるが、日本精工の製品品質は東洋ベアリングのそれと比べ、著しく劣っていた。赤岡の分析に依ればその原因は設計不良、即ち保持器外径の過小、コロが顔を出すための保持器「窓 (cage pocket)」の開き角過大(コロと保持器「窓縁」との接点の内方、薄肉部への偏倚)、設計・工作不良、即ち「窓」幅を確保し、組立容易化を図るために生じたと思われる「窓」前縁部の過大かつ有害無益な面取り、半径方向ガタの不良(設計では過小、実際の製品寸法では過大)、工作不良、即ち「窓」寸法、板厚のばらつき等であった。

赤岡はこの論文の中で両社の製品を比較し、

而して NSK のものの工作精度が特に悪いのは、その組立上必要なガタ(内輪小鏢の高さに相当するもの)と設計寸法から計算出来るコロ小端の最大ガタとを比較して見れば判る如く NTN のものはそのまゝ組めるのに対し、NSK のものは成形してしまうと組み得ないので強制的に保持器をふくらまして、プレスで組み然る後同じプレスで規定の型を用いて柱をおさえて全体の型を規正するという操作を行っているので何としても精度が出し難いと思われる。これはやはり NTN のように内輪小鏢の形を現在の円筒形から円錐形に変更することに依って、それ程の無理なく保持器が組めるようにすべきであろう。

と厳しく指摘し、設計変更、工程改善について提言している。“柱(cage bar)”とは“窓”と

“窓”の間に柱状に残された部分を指す。

この指導、助言は論文集の刊行に先立ち、1949年7月頃にはメーカーに伝えられていたようであるが、阿吽の呼吸、とでも言うべきか、この頃には日本精工社内でも独自の研究に基づく設計変更が試みられていた。また、問題の保持器はNSKにしてもNTNにしても材料をプレス成形し、リベットなどで組立てる“打ち抜き保持器”であったが、不二越鋼材で車軸軸受用の“もみぬき保持器”に関する研究が始められたのもこの頃である¹⁸³。

それにしても、日本精工、東洋ベアリング両社の円錐ころ軸受の損傷傾向が戦前に指摘されていた状況そのままである点は興味深い。戦前来、NSKは内輪に、NTNはコロに弱点を有していた。一般的傾向として円錐コロ軸受は隙間過大(予圧過小)の場合には1個のコロにかかる荷重が過大となり、隙間過小(予圧過大)の場合は内輪に過負荷を生じ、共に割損の原因となる。

NTNの製品はコロの直径が太端部30.077mm、小端部27.364mmとNSKの34.323mm、31.253mmと比較してやや小さかったため、圧壊抵抗が小さく、隙間不良に鋭敏であった。とは言え、計算上、圧壊強度は十分であり、材質・熱処理の不良による靱性不足がコロ損傷の原因と疑われ、材料と熱処理法との組合せについての様々な実験が行われた¹⁸⁴。

一連の実験を通じて、日本精工の製品において弛み、回り、発熱・焼付事故が頻発したスリーブについては適正圧入力(30~40 トン)及びその際の摩擦力(一例として40 トンに対して22 トン)が明らかにされた他、圧入に際し、嵌合部に塗油し、防塵に留意すべきこと、内輪径膨張を軸方向に均一化させるためのスリーブ断面寸法・形状適正化、軸端部・内輪嵌合部端面に面取りを施すべきこと、ジャーナル部の面粗さ向上及び端部の傷・まくれの防止、現場での圧入に際して油圧装置を用いるべきこと、組立出場後1ヶ月以内に増し締めを1回だけ行うべきこと、等々が解明された¹⁸⁵。

¹⁸³ 保持器には鋼板をプレス成形して作られる“打抜き保持器(pressed cage, pressed retainer)”、軟鋼の棒又は輪を切断し、コロ孔を切削加工によって成形して作られる“もみ抜き保持器(machined cage, solid retainer)”及び合成樹脂製の射出成形・ダイカスト合金・焼結合金などによって成形される“成形保持器(moulded cage)”に大別される。“もみ抜き保持器”の材料として高力黄銅など銅合金の板・棒・型鍛造品及び鋳物が用いられることもある。不二越鋼材における研究については「車輛用コロ軸受の諸問題(2)」参照。

保持器の材料ないし組立一般については大塚監修・前掲『鉄道車両』504~505頁、『軸受・潤滑油便覧』448~449、456~459頁、『日本精工五十年史』389~390、414~415頁、『日本精工六十年史』196、238~239頁、岡田・角田前掲『転がり軸受』90~91頁、浅野前掲論文172~175頁、参照。

¹⁸⁴ 赤岡「車輪用テーパーコロ軸受の保持器の事故」、「車輛用コロ軸受の諸問題(2)」参照。この論文の執筆者は間違いなく赤岡 純その人である。

¹⁸⁵ 鉄道車輛の車軸軸受を圧入する場合、柄の大きな油圧プレスはスペース的に使用出来ない。そこで用いられるのがこれを環状に、かつコンパクトに設計した「環状ピストン

又、同時に、スリーブ圧入による内輪固定方式から焼嵌め(120℃を超えない温度において油浴)ないし直接圧入によるスリーブレスの“しまりばめ”による内輪固定方式への転換を図るべきことが確認された。

この点について赤岡は海外でのスリーブ使用例は日本より格段に高度な設計技術、工作精度並びに“味噌播り”回転防止策を前提とするモノで、「わが国の技術ではこれに追随することは困難であり、むしろスリーブ廃止の方向へ進むのが妥当と考えられる」、と述べている¹⁸⁶。

赤岡はこの2つの代替方式の優劣について、圧入が境界摩擦、弾性変形、塑性変形の総合した複雑かつ統計的な現象であることを述べた上、単に圧入回数^{はめあいしろ}のみで嵌合代を管理する圧入方式は高度な工作精度・仕上げ、高品質の潤滑油と高水準の潤滑油管理、しっかりし

プレス」別名「油圧ナット」である。この装置はスリーブの圧入にも引抜きにも使用可能である。日本精工(株)『転がり軸受 CAT. No. 140c』(総合カタログ)、1988年、A118、A122~123頁、前掲『ころがり軸受実用ハンドブック』359~360、367頁、参照。

¹⁸⁶ 「車輛用コロ軸受の諸問題(2)」参照。具体的にどう「格段に高度な」な設計技術が用いられていたかについては赤岡は明示していない。しかし、『転がり軸受工学』262頁、図7.52や小野『ころがり軸受の応用設計』、95頁、図8・14(b)、98頁、図8・21(b)、日本精工(株)前掲『転がり軸受 CAT. No. 140c』A118頁、図14.7に、スリーブ自体に外端から軸方向に穿たれ、最終的にテーパ面とストレート面の双方に開口する複数の油孔を持つ取外しスリーブが紹介されているから、大方、これを意識した記述と思われる。この油孔から内外両方の嵌合い面に高加圧した油を送り拡張させつつ、ボルトや「油圧ナット」でスリーブを押し込み、あるいは引き抜く訳である。

日本精工自身の製品リストにそのような特殊スリーブは含まれてはいないが、本家、欧州ではSKFが既に1950年、円筒コロ軸受内輪の取付け・取外し法としてこの“油圧圧入・油圧抜き法”を開発、実用化していた。1965年の特許失効以後、この“油圧圧入・油圧抜き法”は主として欧州に広がったようであり、綿林『転がり軸受マニュアル』には同様のもの(DIN 5415)が掲げられている。その説明によれば、内径200mmを超えるころがり軸受に関してこのタイプのスリーブが最近、標準化されている(同書、309頁、図6.14.4、311頁、表6.14.2、参照)。

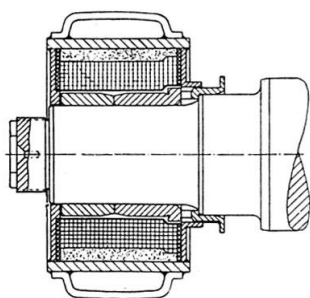
また、小野『ころがり軸受の応用設計』95頁には図8・15としてテーパ孔、スリーブレスの自動調心コロ軸受に適用されたこの“オイルインジェクション法”(軸自体に油孔)が例示されており、97頁にはその円筒孔軸受への応用可能性についての言及が見られる。

なお、1962年、東ドイツではこの“油圧圧入・油圧抜き法”の輪軸組立への応用に関する論文が発表されており、国鉄においても同年、2両だけ試作されたディーゼル機関車DD20(DD51を半分にカットしたような車輛)の、続いて東海道新幹線電車の輪軸組立・分解に“油圧圧入・油圧抜き法”を適用する実験が開始され、1965年には実用化に至っている。広重前掲『輪軸』217~222頁、ならびに後掲注25、参照。

た湿度管理及び防塵、高水準の圧入力及び速度制御が実現されていない日本の技術状況の下では「非常に危険」とであると批判した。

そして彼は正確な計測と温度補正とを前提とする選択組合せによる嵌合代管理に基づく焼嵌めこそがこの国において採用されるべき最善の方式である、と結論付けている。因みに、この点は円錐コロ軸受や自動調心コロ軸受ではなく、ツバ無しの内輪を単体で誘導加熱(図 6-6、参照)可能な NU、NJ 型円筒コロ軸受が後年のわが国において獲得した優位性を演繹的に理解するための判定材料ともなるであろう¹⁸⁷。

図 6-6 円筒コロ軸受内輪の誘導加熱装置



『車両用ころがり軸受』274 頁、第 10・32 図。なお、『転がり軸受工学』262 頁、図 7.531、小野『ころがり軸受の応用設計』、92 頁、日本精工(株)『転がり軸受 CAT. No. 140c』(総合カタログ)、1988 年、A122 頁、図 14.15、日本精工(株)『転がり軸受 CAT. N0.1102e』(総合カタログ)、2005 年、A122 頁、図 14.15、綿林『転がり軸受マニュアル』212 頁、図 5.2.6、参照。

脱着作業は内輪温度が 120℃を超えぬよう、22~26 秒加熱した後に行われる。勿論、車軸への再取付に際しては脱磁機による脱磁(≤5 ガウス)が実施されねばならない。国鉄大井工場電車修繕研究会編『電車の修繕』交友社、1969 年、175~176 頁、参照。

圧入という工法がいかに危険であり、また圧入部における損傷発生が現象としてどれほど複雑であるかについては、かつて赤岡と同じく鉄道技術研究所に在り、金属疲労に関する方面の研究をリードしていた中村宏が、車軸の車輪への圧入部の損傷事例に即して大略次のように述べている。

戦後暫くの間、私鉄電車に車軸折損事故が多発し、関東私鉄経営者協会は車軸折損事故防止対策委員会を組織し、鉄道技術研究所がこれをサポートし、自分がまとめ役

¹⁸⁷ 赤岡 純「衝撃荷重を受ける転り軸受の嵌合」(『機械の研究』第3巻 第5号、1953年)、参照。開放型(普通)の円錐コロ軸受においても、内輪・保持器・コロのアッセンブリーを誘導加熱又は油中加熱によって膨張させ、焼嵌を行うことは可能である。しかし、その際には事前の脱脂が不可欠となる上、事後的にはグリースの再充填を行う必要もあるため、円筒コロ軸受の内輪=只の円筒を扱う場合に比して作業性は劣ることとなる。高速車両用輪軸研究委員会『鉄道輪軸』200 頁、参照。

を仰せつかった。

車軸折損部位としては車軸の車輪ボスへの圧入部が多かった(56.4%)。車軸の疲労現象はフレッチング(微動摩耗)を伴う複雑な現象である。車輪に圧入された車軸に曲げ応力が働く場合、車軸の引張側は伸び、圧縮側は縮む。これにより圧入面圧は伸び側では低下し、圧縮側では上昇する。圧入部においては相対^{すべ}りを生ずるが、その程度は曲げ応力の大小に相関する。

応力一定の場合は同一部位で^{すべ}りを生ずるが、刻々と変動する応力の下においては^{すべ}りの発生部位・状況が絶えず変化するため、フレッチングの発生状況を解析的に捉えることは困難である。

又、^{すべ}りの繰返しにより接触面の硬度の低い部分に摩耗による凹みを生ずるが、ある程度摩耗が進行すると、接触点は近傍の非摩耗部に移動するから、動きが変わってくる。摩擦による発熱の問題も介在する。

従って、この事象を線形累積損傷則に乗せることは不可能であり、その把握には実物の使用実績から学ぶというアプローチが唯一可能であり、かつ最適である。

新幹線電車の車軸に高周波焼入れが施されたのは曲げ疲労強度とフレッチング疲労強度を同時に高めるために他ならない¹⁸⁸。

なお、参考までに付言すれば、国鉄における車軸の^{ホイール}輪心へ圧入の締り代管理は単純に圧入圧力によっており、最大(最小)圧入圧力は軸径 100mm につき、動軸においては鋼製輪心 50(30/35)^トン、铸铁製輪心 40(25/30)^トン、非動軸においては鋼製輪心 45 (25/30) ^トン、铸铁製輪心 40(25/30)^トン、と定められていた。(30/35)などという表示はタイヤ取付け(無/有)別の最小圧入圧力を示す¹⁸⁹。

(5)復興期国鉄の客車ならびに吊架式駆動の電車に係わる実験研究

当時、国鉄は軸受に関して体系的な実験を試みていた。その一つに試験機による電車用円錐コロ軸受 J12(軸径 120 mm、外輪径 280mm、外輪幅 140mm、内輪幅 150mm)と 120mm φ 車

¹⁸⁸ 中村宏・恒成利康・堀川 武・岡崎章三『機械の疲労寿命設計』養賢堂、1983 年、233~235、242 頁、中村宏『物と事と生の研究史——新幹線台車・金属疲労寿命・生命観——』永田文昌堂、1997 年、5 頁、『新幹線車軸の安全の研究——金属疲労、リスクマネジメント、生命観——』同、2004 年、15、46、52~53、54~55 頁より要約。

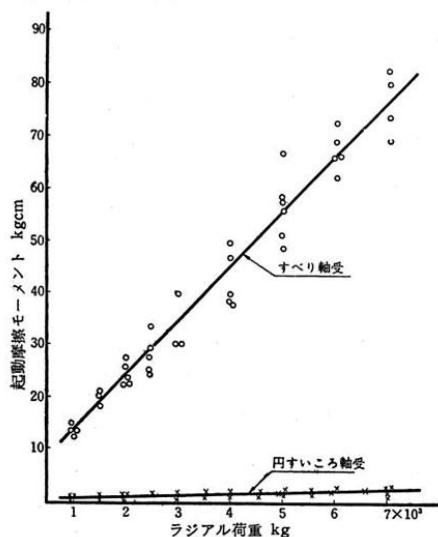
¹⁸⁹ 大塚誠之監修『鉄道車両』19 頁、参照。

なお、現在の規格もこれと直接比較可能な鋼製輪心(タイヤ別体)の場合に関する限り、本文例示の値とほとんど変わっていない。但し、嵌合面に高い油圧を作用させ輪心のボス孔を拡張させつつ圧入を行う“油圧圧入・油圧抜き法”ないし単に“油圧ばめ”(=注 186 で言及された SKF 起源の工法)が採用される場合、従前の単純な圧入＝“圧力ばめ”の場合より所要圧入力は遙かに低くて済み、かつ、嵌合面における“かじり”の発生も抑えられる。新幹線電車の輪軸組立は 1965 年以降、現在に至るまで、全てこの“油圧ばめ”によって行われている。高速車両用輪軸研究会前掲『鉄道輪軸』195 頁、表 8.1.3、196 頁、表 8.1.4、197~199 頁、参照。

軸用メタルとを用いてなされた起動摩擦トルクの相互比較試験がある。その結果は図 6-7 に示される通りで、コロ軸受の優位性が明確に実証された。

図 6-7 J12 円錐コロ軸受と平軸受におけるラジアル荷重別起動摩擦トルク

円すいころ軸受 J-12 (軸径 120mm 外径 280mm 巾 150mm)
すべり軸受 120mmφ 車軸用メタル
潤滑剤 マシン油 #160



『車両用ころがり軸受』92 頁、第 3・91 図。

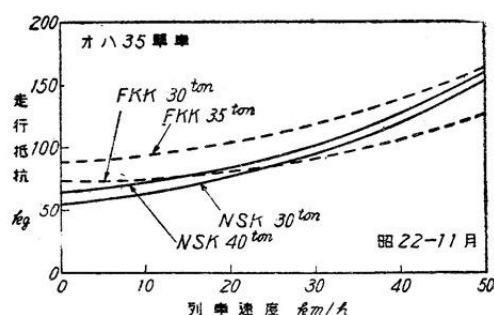
国鉄はまた、1947 年 11 月、NSK 円錐コロ軸受と FKK 自動調心コロ軸受とを装備した客車、オハ 35 を使い、荷重を変えて走行抵抗を計測する実験を行っている。その総括が図 6-8 である¹⁹⁰。

¹⁹⁰ オハ 35 は、鉄道省初の広窓(1000mm)三等客車(定員 88 名)。1939～1943 年に丸屋根(張上げ屋根を含む)で 581 両、戦後は同形態で 1946 年に 112 両、1946～1949 年に折妻屋根に変更されて 608 両(但し 46 年には丸・折並行して製造)、合計 1301 両(1308 両説あり)製造され、東京オリンピックが開催された 1964 年時点でも 1,200 両を超える陣容を誇った。

この数はわが国の客車、単一形式としては最大両数である。基本的には前作のスハ 32 と同じであるが、窓を広げたことによる部品点数の削減などで「ス」から「オ」に重量区分が下がった。戦後にスハ 43(44)系が登場するまでは特急にも使用されたが、以後、順次ローカルに転じたものの、中には近代化改造を受け青く塗色され、夜行急行や季節急行に使われた個体もあった。

とにかく両数が多く、特に国鉄各工場戦前製造のものは「溶接技術の向上を図る目的」のためバリエーションが多岐に渡り、また戦後製造のモノも屋根周りなどに変化が多く、コロ軸受台車への履き替えや台車振替、事故復旧などを含めると、その全容を把握し難いほどの大所帯をなした客車である。岡田前掲「オハ 35 系客車のあゆみ(前編)」、参照。

図 6-8 NSK 円錐コロ軸受 J12 と FKK 自動調心コロ軸受とを装備したオハ 35 単車の
走行抵抗(1947 年 11 月)



NSK : オハ 35890、FKK : オハ 35891.

前掲「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」より。

この客車には 1929 年以来製造されて来た TR23 型軸バネ式台車の軸箱守の足を拡幅すると共に、軸バネ受の頭部をかさ上げし、円錐コロ軸、或いは自動調心コロ軸受受用の大きな軸箱を收容し得るようにした簡便な TR34 型台車(1946 年～)が併用されていた。上の結果はそういった車輛を用いてなされたもので、実験方法は単車突放によったようである。

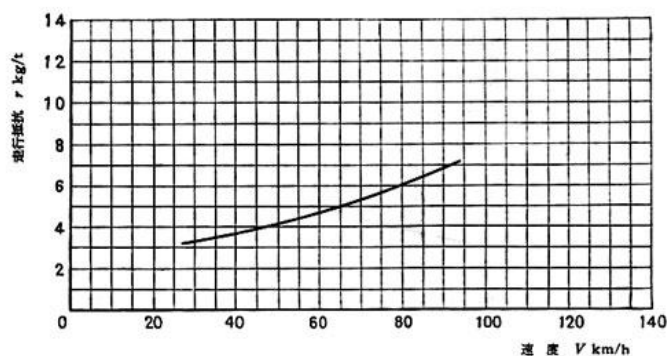
測定データからは、傾向として円錐コロ軸受は速度変動による抵抗増減が目立ち、自動調心コロ軸受は荷重変動に対して敏感である、という結論が得られた。しかしながら、この点は国産自動調心コロ軸受の工作精度に係わる問題が伏在したため、必ずしも軸受形式に関わる一般命題としては帰納出来ない。また、松本美韶によれば、この時にはコロ軸受装備車よりも、比較に供された平軸受装備のオハ 35504 の方が走行抵抗が小さいという「全く予想もしなかつた結果」が得られ、一同、頭を抱えた¹⁹¹。

1948 年 10 月、運輸技術研究所 鉄道車両部によって名古屋鉄道モ 3550+ク 2550+モ 3550(全て鈎合梁式 D-18 台車[日本車輛])の 2M1T 編成に関する惰走試験が名古屋本線上において実施された。また 1952 年 5 月、同部により近畿日本鉄道モ 6331(鈎合梁付き揺動揺れ枕式台車)+ク 6451(D-18 台車)の 1M1T 編成に係わる同様の試験が実施された。

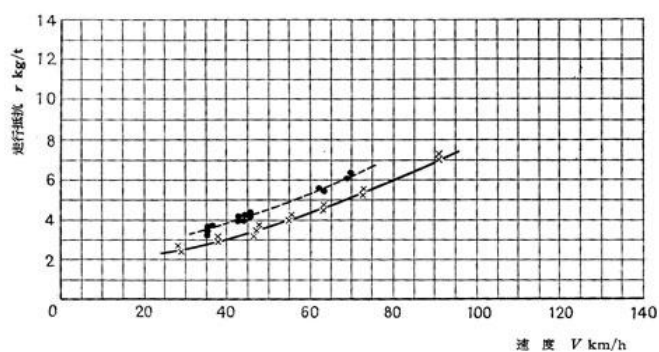
これは恐らく、戦後に実施された電車に係わる走行抵抗試験の嚆矢であったが、その意欲にも拘らず、両試験における供試車輛は台車も古風なら、軸受も旧時代の名残とも言える平軸受であった(図 6-9)。

図 6-9 平軸受装備の私鉄電車における走行抵抗試験結果

¹⁹¹ 松本前掲「鉄道車輛用軸受の最近の進歩」、参照。



名古屋鉄道モ 3550+ク 2550+モ 355



近畿日本鉄道モ 6331+ク 6451

フランジ「•」塗油前、「×」塗油後

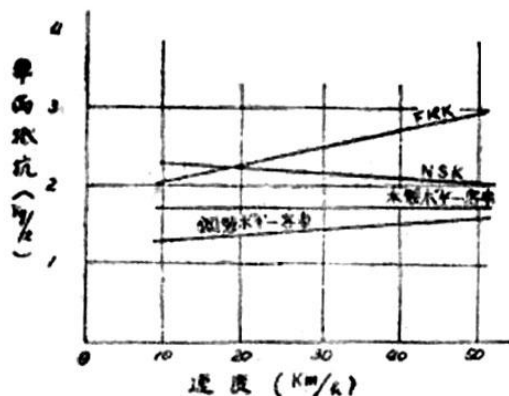
『鉄道車両の走行抵抗』18、22 頁より。

同じ頃、国鉄は客車を用いた一連の單車突放試験を更に重ねていた。供試車輛については明記されていないが、1948 年以前に実施された実験データに拠れば、台車は NSK の円錐コロ軸受と FKK の自動調心コロ軸受を装備した T34 が用いられ、客車の自重は何れも 29.65 トンであったから、恐らく蛍光灯の装備をはじめ、近代化改造前のオハ 35 辺りであろう¹⁹²。

当時なされたある実験から得られた空気抵抗を除く走行抵抗の比較図(NSK、FKK、平軸受)を図 6-10 として示す。測定範囲は 10～50km/h である。

図 6-10 空気抵抗を除く走行抵抗の比較

¹⁹² 以下のデータは鶴沼龍太郎「客車コロ軸受装置の現状と今後の問題」『交通技術』1949 年 1 月、所収、による。



鵜沼龍太郎「客車コロ軸受の現状と今後の問題」『交通技術』1949年第1号所収、より。

期待に反し、従来の平軸受装備客車のそれと比較するとコロ軸受装備車輛の走行抵抗(kg/t)はかなり大きな値であった。また、この実験から得られた NSK 軸受装備車輛の走行抵抗(kg/t)実験式は、

$$\text{空車} : R_0 = 55.4 + 0.0628V + 0.0268V^2$$

$$\text{定員の 200\%} : R_{200} = 64.80 + 0.437V + 0.0268V^2$$

同じく FKK 軸受装備車輛の走行抵抗(kg/t)実験式は、

$$\text{空車} : R_0 = 70.0 - 0.198V + 0.0268V^2$$

$$\text{定員の 100\%} : R_{200} = 84.0 + 0.178V + 0.0268V^2$$

となった。因みに従来の平軸受装備車輛の走行抵抗は次のような実験式によって現されていた。

$$\text{木製ボギー客車、空車} : r_0 = 1.72 + 0.000511V^2$$

$$\text{鋼製ボギー客車、空車} : r_0 = 1.24 + 0.0069V + 0.000313V^2$$

これでは何のためのコロ軸受導入なのか判らぬが、その原因の一端が台車にあったことについては先にも触れておいた通りである。

ただ、当時においても、長大列車の引き出しに係わる出発抵抗について、コロ軸受装備車輛は平軸受装備車輛の 6～10kg/t に対して NSK(空車) : 1.9 kg/t、FKK(同) : 2.5 kg/t と、 $\frac{1}{5}$ ～ $\frac{1}{3}$ の値を示したという。

鵜沼の掲げる値と若干齟齬するが、別の文献には表 6-9 のようなデータが掲げられている。

表 6-9 オハ 35 の出発抵抗値(kg/t) 1948 年 11 月

	オハ 35504	オハ 35890	オハ 35891
空車	5.8	1.9	2.4

100%積載	6.9	1.9	3.7
200%積載	12.0	1.9	2.5
備 考	平軸受装備	NSK 円錐コロ軸受装備と推定	FKK 自動調心コロ軸受装備と推定

『鉄道車両の走行抵抗』56頁、第10表より。

国鉄における客車走行抵抗試験はその後も繰り返されているが、1955年には室蘭本線上にてコロ軸受を装備したオハフ、オハ、オロ型の7両編成(222t)と平軸受装備のオハフ、オハ、スロフ型の7両編成(227t)を用いた比較試験が実施された。出発抵抗比較においては平軸受装備車編成が圧縮最大 8.81kg/t、圧縮最小 5.29kg/t、平均 7.05kg/t、緊張最大 14.10kg/t、緊張最小 10.57kg/t、平均 12.56kg/t、の値を示したのに対して、コロ軸受装備車編成においては圧縮最大 6.88kg/t、圧縮最小 4.59kg/t、平均 5.41kg/t、緊張最大 10.09kg/t、緊張最小 8.72kg/t、平均 9.33kg/t、という遥かに小さな値が得られている¹⁹³。

然しながら、戦後、国鉄旅客車輛発展の趨勢は何よりも分散動力化、高速化の進展にあった。その最初の花形こそがモハ 80 系“湘南型”近郊電車であった。勢い、最も密度の高い走行試験が繰り返されたのはこの国鉄電車の世界であった。国鉄電車では1948年4月、戦前派のモハ 52 系3両編成列車が東海道本線、三島～沼津間でなされた架線耐久性試験において119km/hの速度を記録していたが、復興期のエース、モハ 80 系5両編成列車は1955年3月、同区間での高速度試験にてこれを若干上回る123km/hを記録し、1955年2月には曲線、分岐器通過速度検討試験の序でに自己記録を125km/hに更新した。

そのような試験を主催した鉄道技術研究所は1948年から翌年2月にかけて、モハ 63(電動車)×2の編成を用い、円錐コロ軸受装備車輛と平軸受装備車輛との走行抵抗比較というより地道なテーマに係わる実験を行っている。

63 系というのは戦中派の通勤電車で、復興期の代表選手でもあった。この 63 系は構造が単純で量産に適し、床面積が大きく、乗降効率の良い4つの扉と換気性が良いとされた2段開閉式窓の付いた車体を有し、車軸軸受へのコロ軸受採用により保守(給油)と起動が容易になったという点で現場の好評を博した反面、それが“バラック電車”などとあだ名されたことも周知の事実である。その主電動機は無理なパワーアップが祟って故障が多く、その車体ならびに台車は剛性が不足気味で振動が激しいばかりか、車体フレームの亀裂も頻発した。また、中間固定の三分割2段開閉窓と連結部扉の締め切りが桜木町事故において死亡者数を徒に増やした件でも本形式は歴史にその名を留めている(但し、連結部は関西の電車においては当時から開放されていた)¹⁹⁴。

¹⁹³ 『鉄道車両の走行抵抗』45、58頁、参照。

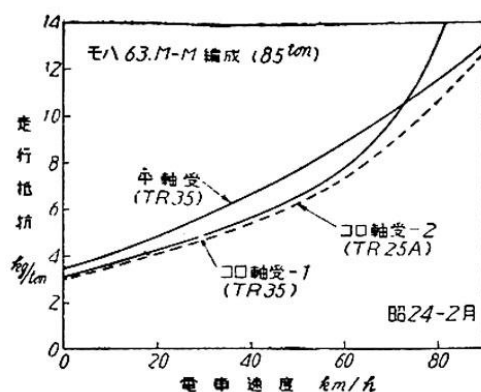
¹⁹⁴ モハ 63 系(定員は一応159名、座席の状況などにより異なる)通勤型電車は1944年に30両(モハ 63-14、クハ 79-8、サハ 78-8)、45年下期～46年上期に374両(321,0,53)、47年に307両(257,0,50)、48年に122両(92,0,30)、50年にはモハのみ4両、合計837両製造された(120両以上の私鉄向けを含む)。但しこの中には100両を超える非電装車輛が含まれており、戦

図 6-11 はこの実験の総括データである。50km/h を超える辺りからコロ軸受装備車輛の走行抵抗中の速度二乗成分が目立ち始め、70km/h 辺りからは平軸受装備車輛より大きな走行抵抗値が記録されている場合さえ認められる。

実は当時、モハ 63 の七不思議の一つとしてコロ軸受の走行抵抗が挙げられていた。1948 年 7 月、上越線で行われた新製電気機関車の走行試験に拠れば、その走行抵抗は動軸軸受のコロ軸受化により約 20~50%(平均 40%)も低減された。然るに、モハ 63 型電車においては出発時を除き、走行抵抗に余り変化が認められないどころか、図 6-11 に示されるように、高い速度域においては却ってその著増が観察された。無論、前段は先輪付きの旧型電機との比較であったから、ボギー台車の台車蛇行動とこれに起因する車輪横圧増大による現象という説明が可能な現象ではあった。往時のイギリスではこのためにボギー車導入を嫌う鉄道技師も珍しくは無かったほどである。しかし、後段のようにそれが同一の電車で起きた現象ととあつては“不思議”扱いも故なしとはしない。

当時、この現象は漠然と、“台車の剛性不足により車体の動揺が惹起され摩擦抵抗増大が招かれた結果”、程度に受け止められた。現に、63 においてはタイヤフランジの偏摩耗が多く観察されていた¹⁹⁵。

図 6-11 モハ 63 M-M 編成(NSK 円錐コロ軸受及び平軸受装備)の走行抵抗試験結果



コロ軸受、実線が TR35 に装備の、破線が TR25A に装備したもの値。

「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」より。

この図についてはしかし、遺憾ながら、20km/h 以下の速度域についてはデータなし、と見るのが正しい。即ち、出発抵抗についてはこの図の左端に正しく反映されていない。

中・復興期世代故に細かい数字は捕捉不能に近いが、この両数は当時の電車の総数から考えると破格の数字であった(蛇足ながら、現在では保有両数 4 桁に達する電車も珍しくはない)。

¹⁹⁵ 電気車研究会編集部『電気車 話の泉二百題』1950 年、6、10~11、12、20、46 頁、参照。

同じ 1949 年 2 月に採取された出発抵抗に関するデータを見れば、平軸受装備のモハ 63 においては停車 2 分後に 19.50kg/t、同 4 分後に 21.90kg/t という値であったのに対し、コロ軸受装備車のそれは 3.36kg/t と圧倒的に小さかった。また、付随車サハ 78 においても平軸受装備車の停車 20 分後における 18.30kg/t に対して、コロ軸受装備車の出発抵抗は僅か 1.78kg/t に過ぎないというデータが得られている¹⁹⁶。

繰り返し述べて来たように、古くから転がり摩擦は滑り摩擦より遥かに小さく、とりわけ起動摩擦には大差があると目されており、それはこの時の試験においても再確認された。

然しながら、常識に反して互いの走行抵抗には大きな差が現れていないばかりか、円錐コロ軸受装備車輛においては速度増加による抵抗増加が急激で 70km/h を過ぎた辺りからは平軸受装備車輛のそれを上回っている。

破線は「改良された台車」に円錐コロ軸受を装備して採られたデータであるという。台車の改良点の詳細は不明である。何しろ、元型式である TR25 は前掲 TR23 の流れを汲む台車で、I 型鋼と鋳鋼部品をリベット結合した側枠を有し、枕バネに板バネを、軸バネにはコイルバネを軸箱当り 1 本用いる旧式の台車であって、戦前のモハ 52 に用いられた TR25A や戦後の TR35 はその軸受をコロ軸受に置き換えた改良型とするのが普通の説明である。TR25A と TR35 の技術的区別自体が曖昧であるにせよ、TR25A の方が“型式”として TR35 の改良版であるワケは無い。揺れ枕吊を長くしてみたか、フランジ塗油器でも付けてみたのか、軸箱守部に防振ゴムでも仕組んでみたのかも知れぬが、所詮、推量の域を出ない。

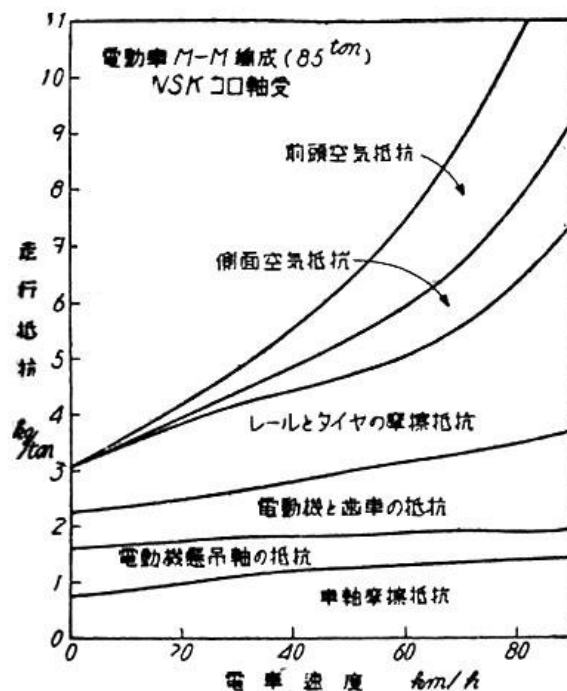
それはともかく、台車の相違により走行抵抗が異なるという事実はレールとタイヤ・フランジとの摩擦が走行抵抗中に占める割合が速度と共に通増する傾向を暗示しており、輪軸ないし台車蛇行動の影響の大きさを示唆するデータであると解されるべき現象である。

平軸受装備車輛とコロ軸受装備車輛の走行抵抗に大差が無い理由としてはまた、上述したコロ軸受に働くモーメント荷重に起因するこじりにより増大する摩擦トルク、レールとフランジとの摩擦以外に様々な要因が複合していると推定された。

国鉄(鉄道技術研究所)は小形円錐コロ軸受にスラスト荷重のみを作用させたベンチテストを行い、それによって得られた摩擦モーメントデータに軸受の幾何学的形状によって定まるラジアル荷重への換算係数をかけ、実用状態における円錐コロ軸受の摩擦モーメントを解析的に求め、これに駆動歯車間における摩擦、電動機懸吊部における車軸摩擦、空気抵抗等の既知のデータを重ねて次に総括チャート(図 6-12)を描き出した。

¹⁹⁶ 電気学会電気鉄道部門委員会編『今後の電車』電気車研究会、1951 年、87~89 頁、参照。同書 87 頁、第 75 図は本稿引用の図とほぼ同一の内容であるが、20km/h 以下の速度域は全て破線表示である。出発抵抗については『鉄道車両の走行抵抗』56 頁をも参照。平軸受装備車輛の数値に大きなバラツキが見られるのは停車時間の長短によってメタルとジャーナルの間の油膜粘度に違いを生ずるためである。

図 6-12 モハ 63. M-M 編成(NSK 円錐コロ軸受装備)の走行抵抗内訳



「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」より。なお、電気学会電気鉄道部門委員会編『今後の電車』86 頁、第 74 図も同じ。『車両用ころがり軸受』90 頁、第 3・89 図は本図を簡略化したものである。

このように、軸受摩擦は意外にも車輛走行抵抗の数分の一を占めるに過ぎなかった。これは鉄道による高速大量輸送を実現するため、車軸軸受のコロ軸受への転換を図り、分散動力方式への舵取りをも行いつつある技術当局にとっては逆風とも取れかねない事実であった。それでも、新製客車、電車におけるコロ軸受化は順次、推進された。これは仮令、全編成車輛車軸軸受の総コロ軸受化による大幅な出発抵抗削減が短期間には実現不可能であるとしても、コロ軸受化による油脂類の節約ならびに保守点検の容易化という大きなメリットが存在したからである¹⁹⁷。

同時に、このデータそのものは電車における動力伝達方式の改善を促す数字でもあった。当時の電車に広く用いられていた動力伝達方式は吊架式と呼ばれる駆動方式であった。主電動機電機子軸には小歯車、車軸には大歯車に取り付けられ、主電動機枠の一端にある“ノーズ”はゴムないしバネを介して台車枠の“ノーズ受け”に、他端は“支え軸受(平軸受ないしコロ軸受)”を介して車軸により支持される。主電動機小歯車と駆動大歯車とは“支え軸受”ならびに主電動機軸受のラジアル隙間の範囲内で変位しつつ、概ね一体的に運動する。

吊架式の構造はかように簡単であるが、この型式においては歯車の噛み合いが理想的には維持され難いため、伝達効率が低い。また、歯形を大きく頑丈に造らねばならず、かつ、

¹⁹⁷ 電気車研究会編集部『電気車 話の泉二百題』64 頁、参照。

電機子軸に取り付けられるため小歯車は直径そのものも大径化してやる必要がある。これでは減速比を大きく取り得ないから、この駆動方式を採用する場合、主電動機は重厚な大形低回転高トルク型となる。その大きな主電動機質量の半分が車軸に印加されるので、吊架式においてはバネ下重量が過大となり、輪軸の軌条追随性は悪くなる。軌道への衝撃も主電動機が軌道から受ける衝撃も大きくなる¹⁹⁸。

吊架式は低コストの割に信頼性は高い動力伝達方式であったが、電車による長大編成列車の高速運転という国鉄技術陣に課せられたテーマには最早、そぐわない技術となっていた。

今日、総武横須賀線を含む東海道線東京口では電車による 15 両という長大編成列車が溢れている。現在の東京口では 2004 年以降、E231 系が投入され、基本編成 10 両＋付属編成 5 両の 15 連運転が実施されており、総武横須賀線に入る E217 系列車の方は基本 11 両＋付属 4 両の計 15 両編成となっている。ホーム長などの関係でこれ以上増結したくても不可能であるため、何れの編成でも 2 両の 2 階建サロ(グリーン車)が組込まれている。

この電車 15 両から成る長大編成の営業列車の嚆矢をなすのは今述べた伝統的な、最早、時代遅れとなっていた吊架式^{つりかけ}駆動機構を有する DT16(枕バネは板バネ、1 本軸バネ)ないし DT17(枕バネは 2 本コイル＋オイルダンパ、軸距 2500mm[後の新幹線台車と同じ])型動力台車と TR43 付随台車(板バネ、軸距 2450mm)を履いたモハ 80 系“湘南型”近郊電車であった。車軸軸受は総てグリース潤滑の円錐コロ軸受であり、コイルバネ＋オイルダンパという枕バネ機構の導入は「高速台車振動研究会」における主たる研究成果の反映でもあった。

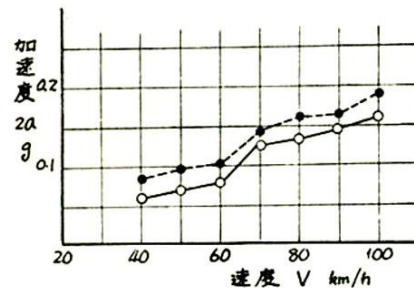
松平精と共に海軍航空廠から鉄道技術研究所に転じ、振動解析の専門家として活躍した松井信夫は汽車会社が京阪電鉄において行った同じ台車の枕バネをほぼ同一定数の板バネとコイルバネ＋オイルダンパの組合せにした場合の走行振動比較試験結果を紹介しつつ、

……振動波形を見ると、板バネの場合おは動揺およびビビリ振動の両方とも目立っているが、コイルバネの場合はビビリ振動はほとんどあられわれず、動揺の振巾も小さくなっている。この加速度は機械式加速度計で測定したもので、実際の乗心地はこの差以上にあるものと考えられる。

と述べ、上下振動加速度と速度との相関に係わる比較データを掲げている(図 6-13)。

図 6-13 板バネとコイルバネ＋オイルダンパにおける上下振動加速度

¹⁹⁸ 福沢直治・沢野周一『電車と電気機関車』岩波書店、1964 年、54～55 頁、参照。



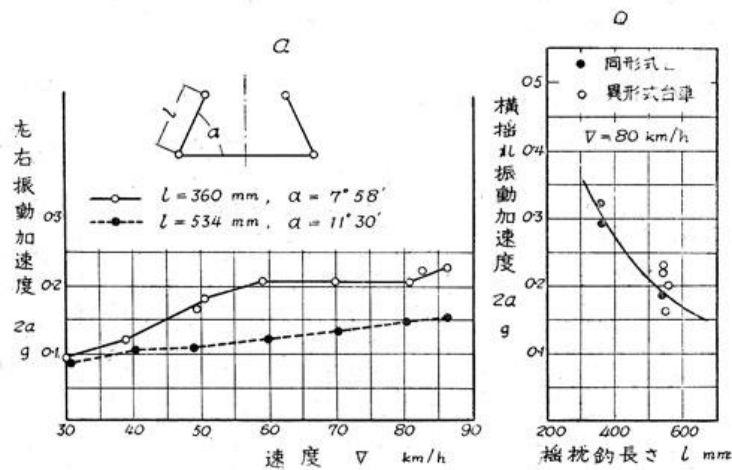
●が板バネ、○がコイルバネ+オイルダンパの場合。

松井信夫『電車の振動と新しい台車』8頁、第20図。

松井に拠れば、国鉄ではオイルダンパの本格的採用に先立ち、耐久性を把握するため、新製時、97794km 走行後および 141129km 走行後のオイルダンパの減衰力と油漏れについてチェックし、その性能に何ら劣化が見られていないことを確認している。

この DT-16 および DT-17 型台車はまた、共に揺れ枕吊を外吊として長さを稼いだ、という意味においても、当時の国鉄としては新型に属する動台車であった(図 6-14、参照)。

図 6-14 揺れ枕吊の長さと左右振動加速度



α の図示は間違っている。それは l を斜辺とする直角三角形において α と表示された角と斜辺上で向き合う角の方に記入されるべき記号である。

この真の α が 0° に近づくほど横振動が吸収され易くなる反面、曲線通過時における振れや揺り戻しも大きくなり、かつ、振り子作用も失われる(横堀『鉄道車両工学』236~237頁、参照)。

松井信夫『電車の振動と新しい台車』3頁、第5図。

揺れ枕吊の長さという点については先にも若干触れたが、松井信夫は次のように述べている。

揺レマクラツリの長さは左右振動のうちとくに蛇行動による車体の動揺に大いに影響を与える。……中略……古くは 300mm 程度であったが、最近は大部分のものが 600mm 前後になっている。特殊な機構を用いてさらに長くした(1m 以上)T 形【三菱 MD 台車=上述】・X 形リンク式、カム式などのものもある。ここで注意すべきことは折角リンクを長くしても機構が複雑となり、ために摩擦がふえて揺レマクラが自由に運動しない欠点を生ずること、リンクによる復元力があまり小さくなって車体が不安定になることなどの問題がある。逆に……中略……リンクの長さを非常に短く、しかも垂直ツリまたはそれに近くした例もある【シンドラーやシュリーレン=共に後述】。これは最近の欧州の行き方であるが、研究の要がある。リンクの長さは単独にきめるべきものではなく、台車のバネ装置を含めてもっとも適した長さにえらぶべきであるが、現在の所ではなるべく長く、600mm 程度とすることが無難である。重量軽減の見地からするとリンクのないのがもっとも理想的で【あるが】、……中略……バネの横剛性でツリリンクを用いた場合と同程度の小さい復元力を得ることはかなり困難で、今後の研究にまたなければならぬ(『電車の振動と新しい台車』14 頁、【 】内引用者)。

結局、左右動の吸収と復元・減衰性能と重量とのトレードオフが問題であって、揺れ枕吊を長くする途も逆の途も、そして遂には無くしてしまう途もあった……まさに順列組合せ=何でもアリだった……ワケである。その中で国鉄は相対的に見ればやはり保守的なスタンスを採っていた、という構図は追々、明らかされる。

なお、この間における国鉄の主要な旅客車用スイングハンガ台車の概要と、それらにおける揺れ枕吊の長さを表 6・10 に掲げておく。

表 6-10 国鉄の主要な旅客車用台車の概要ならびに揺れ枕吊の長さ

	型 式	適用例	仕 様	製造初年	揺れ枕吊	
			枕バネ 軸箱支持バネ 軸距 輪径 軸受		内外	長さ mm
客 車	TR11	オハ 31	板 鈎合バネ 2438(→2450) 860 平	1917	内	310
	TR23	スハ 32	板 1 本コイル 2450 860 平	1928	内	310
	TR34	オハ 35	板 1 本コイル 2450 860 円錐コロ	1937	内	310
	TR71	マロネ 29	3 軸 板 鈎合バネ 1753(→1740)×2 平	1928	内	310
	TR73	マシ 38	3 軸 板 1 本コイル 1740×2 860 平	1929	内	310
	TR73A	マロネ 39	同 上	1950	内	555
	TR40	スハ 42	板 ウィング 2450 860 円錐コロ	1948	内	540
	TR40A	マイネ 41	同 上(軸バネ変更)	1950	内	540

	TR40B	スロ 51	同 上(枕バネ変更)	1950	内	540
	TR47	スハ 43	板 ウィング 2450 860 円錐コロ	1951	内	540
	TR50	ナハ 10	コイル 1 本コイル 2000 860 円筒コロ	1955	外	575
	TR60	オロネ 10	空気 1 本コイル 2000 860 円筒コロ+玉	1958	外	595
気 動 車 ・ 電 車	TR26	キハ 41000	板 1 本コイル 1800 860 円錐コロ	1933	内	310
	TR29	キハ 42000	板 1 本コイル 2000 860 円錐コロ	1935	内	370
	DT14	クモハ 73	板 ウィング 2500 910 円錐コロ	1948	内	540
	DT16	モハ 80	コイル 1 本コイル 2500 910 円錐コロ	1950	内	540
	DT17	モハ 80	コイル 1 本コイル 2500 910 円錐コロ	1952	外	540
	DT18	キハ 44000	ゴム ウィング 2300 860 円筒コロ	1952	内	600
	DT19	キハ 45000	ゴム ウィング 2000 860 円筒コロ	1953	内	600
	DT20	モハ 80	コイル ウィング 2450 910 円筒コロ+玉	1954	外	540
	DT21	モハ 101	コイル ウィング 2100 860 円筒コロ+玉	1957	外	485
	DT22	キハ 35	同 上	1961	外	550
	DT23	モハ 151	空気 ウィング 2100 860 円筒コロ+玉	1958	外	530
	DT24	モハ 153	同 上	1958	外	530
	DT31	キハ 82	同 上	1961	外	530
	DT33	モハ 103	コイル ウィング 2300 910 円筒コロ+玉	1964	外	485

- ・適用例は一部、代表的ないし、象徴的な例。
 - ・古い車輛の場合、同一型式でも異なる年式のモノがあり、製造年については正確を期し難かった。
 - ・復興期のころがり軸受装備例の中には一部、自動調心コロ軸受が含まれるものの、特定は出来なかった。
- 本文言及の出典の他、TR71、TR73 については大久保前掲『改訂増補 最新 客貨車名称図解』116~119 頁、参照。その他、日本機械学会『機械工学便覧 昭和 26 年版』1954 年、15-93 頁、第 41 表、『機械工学便覧 第 5 版』1968 年、15-72 頁、第 34 表、参照。

新旧の技術的要素を混交せしめられていたとは言え、概ね旧世代技術の練磨集大成たるモハ 80 系“湘南型”近郊電車ではあったが、それはわが国鉄道史上においては湘南地方のみかん山をイメージしたグリーンとオレンジのツートンカラーの外装に位負けしないほど画期的な車輛であった。“ゲタ電”なる蔑称に示されるように、そもそも鉄道院の「院電」の昔から、わが国官設鉄道においては「電車は 1 両単位で走るモノ」との観念が支配的であった。仮令、数両連結してもその発想自体は変わらず、「貫通扉」や「貫通幌」は不要とみなされていた。戦前の省線電車(63 型を含む)の妻面に設けられた扉は通常 6 切で、あくまでも職用及び(桜木町事故において馬脚を現した通り、役に立たない)非常用という位置付けであった。全室貫通は横須賀線と関西地区で例外的に行われ、何れについても当時としては長距離を走る運用がなされたこと、前者においては軍港や葉山御用邸の存在、後者においては

私鉄との激しい競争が“高級化”を促した要因、と見る説が支配的であるが、こんな運用法も貫通幌をケチった戦後の 63 型増殖によって相当、崩れてしまっていたようである。

そのような時代であったから、国有鉄道は旅客車の列車当りの両数が必要とされる場合、必ず機関車牽引客車列車で対処した。「省電」で 10 両連結を超えるものなど、発想の原点からして無かったワケである。

1948 年頃に台頭した「国鉄 3000 キロ電化 5 ヶ年計画」に連動する形で島 秀雄が「電車列車構想」をブチ上げた際も「国鉄部内の機関車列車への執着があ」り、「車体設計の動力車課から客貨車課への担当変更」等、「物ごと何でも新しいことを始める方々の苦心」によって漸く実現したと伝えられている。「基本 10 両＋付属 5 両」などという長大編成電車列車が当時として如何に画期的だったかが偲ばれよう。鉄道史家はこれについて「当時置きかえの対象とした東京－沼津間の列車の殆んどが 13～14 両編成で運転されていたので、構想として 15～16 両をもくろんだ結果は、16 両編成(荷物電車を連結した場合)に落着いたのは先見の明があった」と評している。

幹線高速優等列車の電車化であれば、既に戦前期、公式試運転で 205km/h をマークしたイタリア国鉄の 3 両編成連接車(直流 3000V)はミラノ～ナポリ間、840km を 7 時間 16 分、平均時速 116km/h(最高速度 160km/h)で運行していた。フランス国鉄の高速電車(直流 1500V)も 2 両編成連接車で、パリ～ルマン間 215km を 1 時間 50 分で結んでいた。ドイツ国鉄においてもほぼ同様の性能を有する 2～3 両編成の流線型電車(交流 15kV、非連接)を南ドイツに就役させていた。スイス連邦鉄道においても最高運転速度 150km/h の 3 両編成電車(交流 15kV、非連接)が就役していた。

また、戦後においてはオランダ国鉄(直流 1500V)、イギリスのサザン鉄道(直流 660V、第 3 軌条方式、1948 年国有化)辺りでもそれぞれ 2～5 両編成、4 及び 8 両編成の幹線列車における高速電車依存度の高まりが観察されていた。

だから湘南電車の意義が低下する、というワケではない。全く逆に、このような鳥瞰を試みることによって初めて、その歴史的意義＝優等電車列車の長大化ということの重みが再確認される¹⁹⁹。

モハ 80 系“湘南型”電車は A 編成：5 編成、B 編成：1 編成、C 編成：4 編成、計 73 両がメーカー 9 社にて製作され、1950 年 1、2 月に配属された。初運行は同年 3 月 1 日の東京～沼津間各駅停車で、その編成は、

クハ 86＋モハ 80＋サハ 87＋モハ 80＋サロ 85＋サハ 87＋モハ 80＋サハ 87＋モハ 80＋

¹⁹⁹ 沢柳 健一「湘南電車 80 系のあゆみ」(『鉄道ピクトリアル』No. 337 1977 年)、「80 系湘南電車のあゆみ」(『鉄道ピクトリアル』No. 743 2004 年、「特集 80 系湘南電車」所収)、参照。湘南電車の技術全般については電気車研究会『湘南電車詳解』同会、1955 年を、その歴史的意義については原田勝正『日本鉄道史——技術と人間——』刀水書房、2001 年、第 V 部「10 湘南電車の登場」を、戦前期、復興期における海外の高速電車事情については矢山康夫「鉄道動力の進運」(日本鉄道技術協会編『最近の鉄道技術』北隆館、1948 年、第 9 篇、矢山は鉄道省工作局の後身、運輸省工作局動力車課技官)を参照。

クハ 86

の基本 A 編成 10 両(4M6T : 当時は“ハダカ”などと呼ばれた)と、

クハ 86+モハ 80+モハ 80+クハ 86

の付属 C 編成 4 両(2M2T)及び、

クハ 86+モハ 80+モハ 80+サハ 87+モハ 80+モハ 80+クハ 86

の予備 B 編成 7 両(4M3T)であった²⁰⁰。

即ち、当初は 15~16 両ではなく、4M6T+2M2T の A 編成+C 編成の計 14 両 6M8T 編成が標準であった。当初の計画において付属編成は中央にサロ(1960 年 7 月の「2 等級制移行」までは二等車。1969 年 5 月からはグリーン車)を入れた 2M3T の 5 両編成となっていたが、プラットホーム延長工事を 1950 年度に先送りした結果、10+4 両でのスタートになったため、と伝えられている。

1951 年の時点(ホーム延長工事完了以降?)、における編成は、

基本編成 クハ 86+モハ 80+サハ 87+モハ 80+サハ 87+サロ 85+モハ 80+サハ 87+モハ 80+クハ 86

付属編成 クハ 86+モハ 80+モハ 80+クハ 86+モユニ 81(=荷物電車)

で、15 両(7M8T)編成となっていた²⁰¹。

一方、湘南型の優等列車への投入は 1950 年 10 月の東京~伊東・修善寺間の週末準急“あまぎ”に始まる。その編成は、

クハ 86+モハ 80+サハ 87+モハ 80+サロ 85+サロ 85+モハ 80+サハ 87+モハ 80+クハ 86

のサロ 2 両を含む東京~伊東間の基本 4M6T の 10 両と、修善寺乗り入れの 2M2T 付属 4 両、即ち、

クハ 86+モハ 80+モハ 80+クハ 86

の複電圧対応改造車(当時、伊豆箱根鉄道駿豆線[1957 年 6 月の改称まで駿豆鉄道]は 600V)から成る 14 両 6M8T 編成が充てられた。

上記“温泉準急”は頗る好評で、“あまぎ”に加え“いで湯”、“伊豆・はつしま”、“伊豆”への曲折を経て 1953 年には実質的に 2 往復の定期運転となった。

しかしこの間、切符の入手難等の状況が慢性化していたにも拘らず、準急列車の 15 連化は実施されなかった。“いで湯”がモユニ 81 を除いて 15 連化、即ち、付属編成がクハ 86+サロ 85+モハ 80+モハ 80+クハ 86 から成る 2M3T に 5 両化され(“伊豆・はつしま”においては付属編成のサロ→サハ。それ以外、“いで湯”に同じ)、6M9T となるのは 1955 年 10 月からであった。以後、この伝統は現在の 185 系“踊り子”にまで受け継がれている²⁰²。

²⁰⁰ 鉄道ピクトリアル編集部「湘南電車ノート」(『鉄道ピクトリアル』No.337、1977 年)、参照。

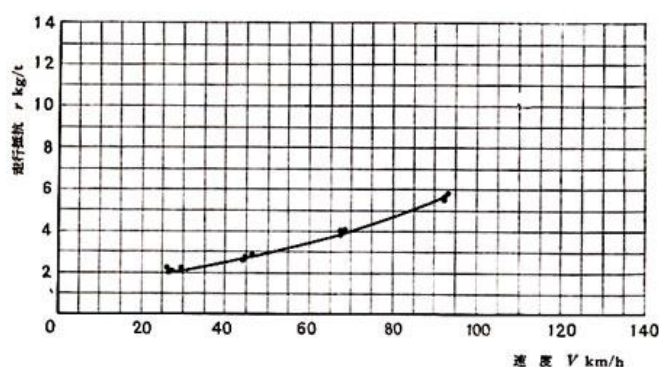
²⁰¹ 明石 孝「湘南電車の生い立ち」(『鉄道ピクトリアル』創刊号、1951 年)、参照。

²⁰² 寺本光照「80 系電車による優等列車あれこれ」(『鉄道ピクトリアル』No.743 2004 年、「特集 80 系湘南電車」所収)、参照。

上に触れた「16 両編成(荷物電車を連結した場合)」という時の荷物電車、それがモユニ 81 である。その配属は 1950 年 8～11 月の間に計 6 両なされたが、16 両編成の運用開始時点については特定されていない。ともかく、当時は旅客列車の一端に郵便車や荷物車を併結するのが一般的であった。このモユニ 81 は両運転台であったが、それは、「東京へ着いてから編成を離れ自力で上野あたりまで行けるように」といった配慮があったためらしい。

この間、鉄道技術研究所 制動研究室によって湘南型を用いた様々な走行抵抗試験が繰り返された。即ち、1952 年 7 月 28 日には東海道本線、茅ヶ崎～辻堂間において湘南型の 3M3T 編成、即ちクハ 86+モハ 80+サハ 87+モハ 80+クハ 86+モハ 80 を用いた惰走法による走行抵抗試験が実施された。図 6-15 にその成績を示す。

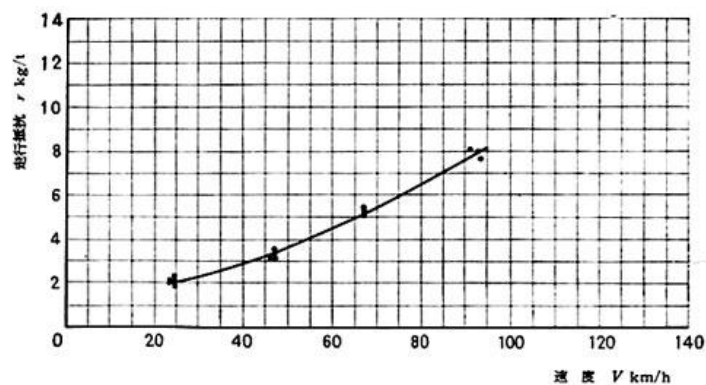
図 6-15 湘南型電車 3M3T 編成の走行抵抗試験結果



『鉄道車両の走行抵抗』15 頁より。

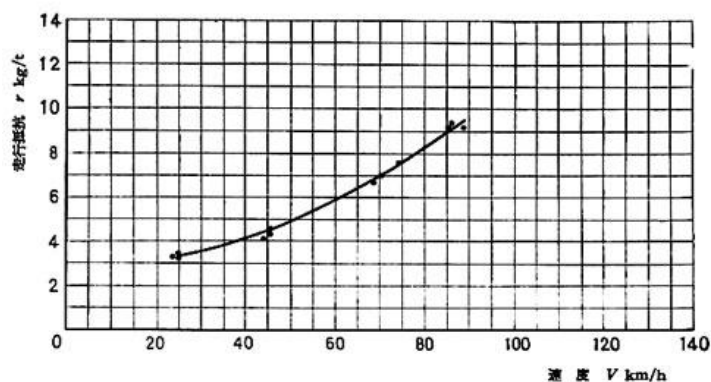
更に同研究室は 1952 年 8 月 5 日、同区間において湘南型電車の 1M1T 編成、即ちモユニ 81(両側運転台、両頭半流線型、DT16、円錐コロ軸受、グリース潤滑)6 号機+クハ 86023 を、翌 6 日にはモユニ 81 の 6 号機だけを用いた惰走法による走行抵抗試験を行っている。図 6-16、6-17 はその結果である。

図 6-16 湘南型電車 1M1T 編成の走行抵抗試験結果



『鉄道車両の走行抵抗』19 頁より。

図 6-17 モユニ 81006 単独の走行抵抗試験結果



『鉄道車両の走行抵抗』26 頁より。

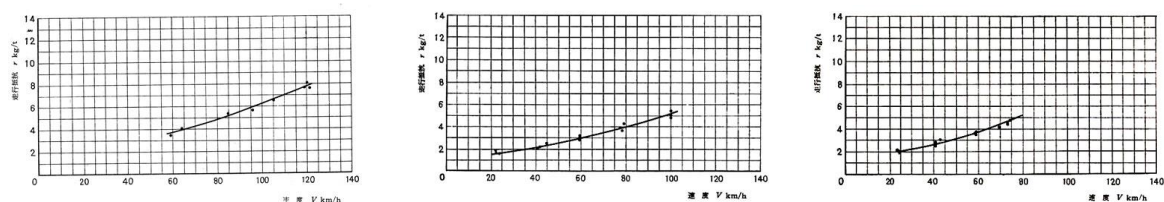
ご覧のとおり、編成両数が減るほど、前後端の空気抵抗の総抵抗に閉める割合が増すため、速度自乗項の影響が顕著となり、曲線の傾斜増率は大きくなっている。

湘南型を用いた走行抵抗試験はその後鉄道技術研究所 制動研究室の手で条件を変えつつ繰り返された。1954 年 3 月には東海道本線、三島～沼津間においてクハ 86(TR48、横堀『鉄道車両工学』225 頁、第 8.62 図、参照)＋モハ 80(DT17)＋モハ 80＋モハ 80＋モユニ 81(DT16)から成る 4M1T 編成を用い、従前よりも高い 60～120km/h の速度域で惰行法による走行抵抗試験が実施された。

1955 年 7 月には辻堂～茅ヶ崎間においてクハ 86＋モハ 80＋サハ 87＋モハ 80＋クハ 86 の 2M3T を 3 連繋いだ 6M9T、“温泉準急”列車とほぼ等しい内容の 15 両 300m という長大編成を使用して 20～100km/h の速度域で同様の走行抵抗試験が実施された。最後の試験は 1956 年 12 月、クハ 86＋モハ 80＋サハ 87＋モハ 80＋クハ 86＋モハ 80 の 3M3T 編成を用い、辻堂～茅ヶ崎間において 20～75km/h の低い速度域で実施された。その結果を

図 6-18 に示す。

図 6-18 湘南電車の高速、長大編成、低速走行抵抗試験結果

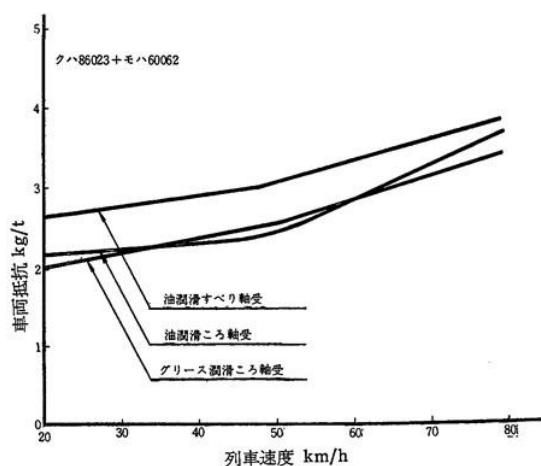


縦横軸の目盛は前掲の図 3 葉と同一であり、長大編成の利点は明らかである。

『鉄道車両の走行抵抗』16、12、13 頁より。

同じ 1956 年頃、鉄道技術研究所ではクハ 86023 とモハ 60062 の T・M 編成を使用し、惰行試験により使用軸受/潤滑法別の車輻走行抵抗を測定している。図 6-19 がその結果である。恐らくこれも^{とっぼう}突放試験ではなく自走してノッチオフし、惰力走行距離から走行抵抗を割り出したのであろうが、実験期日は明らかにされていない。また、興味深いことに、このチャートからは 0～20km/h の速度域がカットされている。前掲の諸図においても線の引き方がぞんざいであったり、そもそもサンプリングがなされていなかったりした。電車化を推進しつつある国鉄旅客部門にとって、出発抵抗云々の問題は過去の興味の対象へと遷移しつつあったという心理状況が窺われるようである。

図 6-19 クハ 86023+モハ 60062 編成の走行抵抗試験結果



『車両用ころがり軸受』91 頁、第 3・90 図。

比較に供された油潤滑コロ軸受という一見意味不明の技術に注目してみれば、国鉄は 1953 年 4 月から大宮工場でわざわざ油潤滑に改造された尾久客車区所属の客車 10 両(J10 型円錐コロ軸受装備)を用いて実用試験に入っている。このテストはタイヤのトラブルで車軸

交換をするなどの混乱を生じたため中断を余儀無くされたが、その後も国鉄はこれにご執心で、1955 年 11 月より再度、尾久のスハ 4386～4390 の 5 両を以て再試験を始めている。

1957 年以降、国鉄は 40 年代はじめにアメリカで開発され、航空発動機の異常摩耗検出のための定期試験処方が体系化されて来た SOAP(Spectrometric Oil Analysis Program : 潤滑油分光分析計画)まで導入し、油潤滑の安全性確保に資するという力の入れようであった²⁰³。

設計変更や部品交換を伴いながらこのご大層な実地試験は 1858 年 4 月まで続けられ、実用上、全く問題のないレベルが達成された²⁰⁴。

ころがり軸受が本来、有するグリース潤滑ならではのメンテナンス・フリー性は鉄道経営にとって大きな経済的魅力であった。平軸受においては一ヶ月に 1 度、点検と油差しが実施され、しかも、季節により数種類の油種の使い分けがなされていた。これに対してころがり軸受用グリースは年間を通じて同じものが使用出来る。また、その寿命という点においても、当時は約 1 年間、10 万 km メインテナンス・フリー化が直近の目標とされていた。それにも拘らず、為されたのがこの油潤滑の実用化実験であった。

この時代、国鉄電車においてはグリース潤滑の円錐コロ軸受が主流となりつつあった。電車による長大編成優等列車の鼻祖、吊架駆動方式のモハ 80 系“湘南型”近郊電車はその最初の、しかし同時に最後の華であった。何となれば、水面下において新しい駆動方式に係わる技術開発と並行して油潤滑などという面倒な技術の開発が進められていたからである。そして後者こそは国鉄車輛用車軸軸受における円筒コロ軸受シフトへの地ならしなのであった。

とは言え、平軸受代替型試作円筒コロ軸受が 4 列から 2 列へと変更され、相対的に細長いコロを持つに至った車軸用国鉄標準コロ軸受において、「コロ倒れ」の解消を含む対策が奏効するのは今少し時日を経てからのことであった。

²⁰³ 同じ頃、SOAP はわが国の航空会社や石油会社にも導入されている。国鉄等における SOAP の実用化については綿林『転がり軸受マニュアル』223～224 頁、参照。

SOAP 自体、それも航空発動機整備に関連して多用される発光分光分析の概要については U.S. Department of Transportation, Federal Aviation Administration. *Airframe & Powerplant MECHANICS POWERPLANT HANDBOOK*. revised ed. 1976, pp.498～500、発光分光分析と原子吸収光分析の特徴ならびにその利用法については Michael J., Kroes, Thomas W., Wild, Ralph D., Bent, James L., McKinley. *Aircraft POWERPLANTS*. 6th ed. 1990. pp.351～353(1st. ed.は 1955 年の出版であるが、当該部分の記述が何版から有るのかは不明)、航空発動機整備技術者側におけるその運用術については横山直行『私の整備ノート 航空発動機』日本航空技術協会、1981 年、349～352 頁、参照。

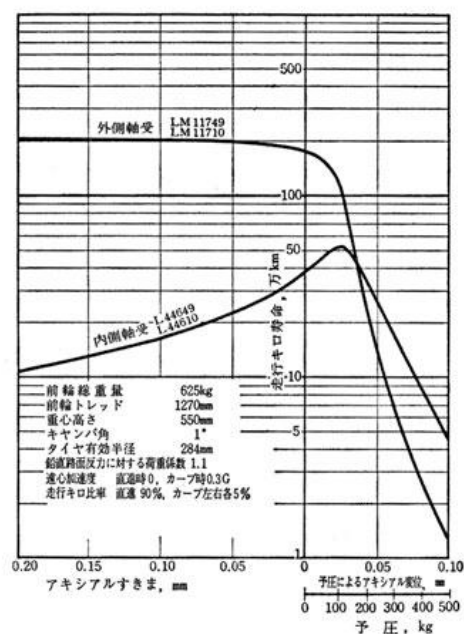
²⁰⁴ 『車両用ころがり軸受』242～244 頁、参照。

VII. 鉄道車輛と自動車(2)……円錐コロ軸受の「軸方向隙間管理」と「予圧」

(1)円錐コロ軸受と予圧

あらゆるころがり軸受中、大きなラジアル及びスラスト荷重(勿論、一方向のみの)に最もバランスよく耐え、軸のコンプライアンスを最小化し得るという円錐コロ軸受の特性を全面的に発揮させるには先にも述べたように組付け時、軸受寿命をある程度犠牲にしてでも適度の予圧を与えてやるか、適当な微小隙間を設定してやるか、何れかの方策が講じられねばならない(図 7-1)。

図 7-1 自動車の前輪円錐コロ軸受における軸方向隙間、予圧値と寿命



『転がり軸受工学』304 頁、図 9.2。

以下ではラジアル軸受のみを念頭において論ずるが、予圧の効果は振動抑制、回転精度保持、軸受変形阻止等に現れる。また、実際問題として円錐コロ軸受においては予圧により初めてコロと内外輪との確実な線接触が可能となる。その反面、予圧は軸受温度上昇、起動摩擦モーメント増大、回転騒音増大及び軸受寿命短縮といったデメリットに繋がるから、無闇に予圧するのが良い訳ではなく、予圧の軽重は目的に応じて定められる。

因みに円錐コロ軸受ではなく、工作機械主軸などに多用される組合せアングュラ玉軸受(原理的には自転車の玉軸受同様のモノで、非対称断面の軌道輪を有する)における実施例ではあるが、文献には 260g の微予圧(外径 22mm、内径 10mm、幅 6 mm)から 560kg の重予圧(外径 180mm、内径 100mm、幅 34mm)に至るまで、千差万別の予圧量が紹介されており、個別の使用条件によって慎重に、特に高回転の軸受に関してはメーカーに相談するよう指示されている。

軸の変位を極度に嫌う工作機械の主軸や測定機械の軸受はもとより、自動車においても噛み合い精度を重視するファイナル・ピニオン回りの軸受からハブベアリング等に至るまで、円錐コロ軸受に予圧を行うことは一般的である。但し、やがて見るように、自動車用円錐コロ軸受の多くにおける予圧は多分に経験的な、或いはアヤフヤな手法によって実施されている。また、軸方向の振動・騒音を防止するため、小形電動機の軸受においても予圧がなされることがある。

この予圧を与える方法にも定位置予圧と定圧予圧とがある。後者はバネによって予圧圧力をかけるのが通例である。この方式は定位置予圧におけるような微妙な匙加減は要らず設定が容易である上、転動面の初期摩耗による“ナジミ”発生に起因する“予圧抜け”の心配もない。従って“追締め”（再予圧措置）も不要である。また、運転中の熱膨張による予圧量変動の惧れも無い。その反面、軸の支持剛性向上という点からすれば不利であり、車軸軸受本体への採用例は少ない。国鉄における若干の……スラスト用深溝玉軸受における……実施例については後に言及されるが、これはスラストによる軸方向の動きを緩衝する皿バネによって副次的になされる予圧であるから定圧予圧と言ってもたかが知れており、その目的も別のところにあった²⁰⁵。

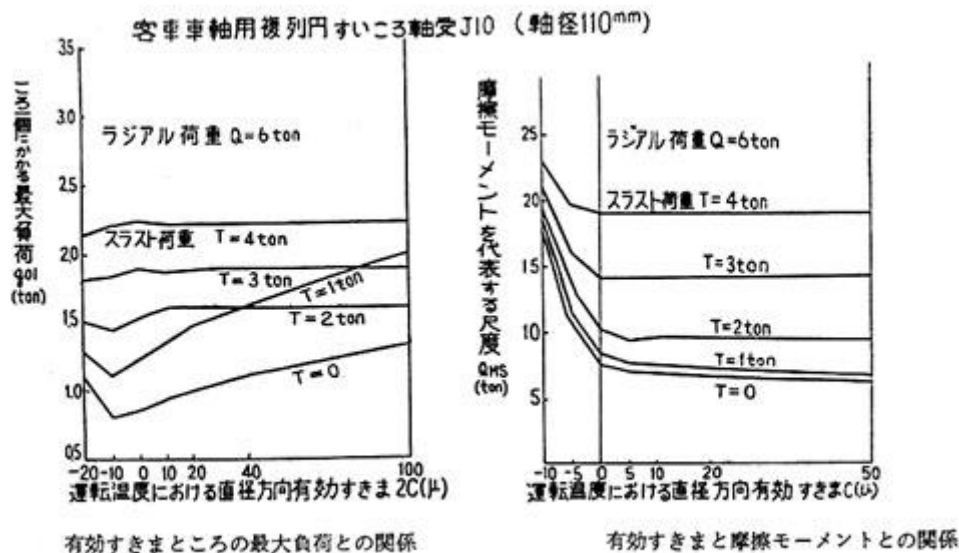
他方、予圧量ないしスラスト隙間寸法をシムによって調節するタイプの定位置予圧ないし隙間管理方式は軸の支持剛性向上の点で前者に優り、手口として書いても明解、単刀直入そのものであるが、現実の問題として J-1 や J-1A、J-2 のようなシム方式における予圧量最適化は非常に困難な作業であり、上述のように「みだりに開けることは厳禁すべきである」などという“お触れ”も出されたのであった。

(2)国鉄における軸方向隙間管理についての実験研究と技術改善

戦後、国鉄においては円錐コロ軸受の予圧ないし軸方向隙間管理について、荷重によるコロ1個の変形、これをベースとした複列円錐コロ軸受の隙間と荷重との関係、その摩擦モーメントの変化及び寿命等々に関する理論的研究が行われた(図 7-2)。また、J10 を用いた実験では隙間を変えつつ、回転試験機で温度測定が実施され、理論との突合せが行われた。

図 7-2 J10 を用いた実験の結果

²⁰⁵ 予圧一般については『車両用ころがり軸受』157～159 頁、服部・笹田前掲「コロがり軸受の予圧特性」、赤岡前掲書 82～83、106～107 頁、『軸受・潤滑油便覧』283～288 頁、日本精工前掲『転がり軸受 CAT. No. 140c』A96～99 頁、曾田前掲『軸受の設計』211～213、214～215 頁、小野『ころがり軸受の応用設計』54～55 頁、岡本・角田『転がり軸受』42、106～108、173 頁、日本精工『転がり軸受 CAT. No. 140c』A96～99 頁、赤岡純監修『現場の潤滑技術』42 頁、図 2-8、参照。



『車両用ころがり軸受』154頁、第6・16図、第6・17図。

これによってJ10において、軸方向遊隙は0.05～0.15mmの範囲にダイヤルゲージを用いて厳格に管理されるべきことが明らかにされた。やや意外なことに、0及びマイナス遊隙、即ち予圧は(とりわけコロの)「温度上昇その他の点できわめて危険であるから絶対避けねばならぬ」と結論されている。

但し、軸方向隙間の最大許容限度の方は未解明で、経験的に0.5mm、最悪の場合でも0.7mmと指定された。そして最終的にはスリーブとシムを用いる車軸用円錐コロ軸受においては直径の如何によらず0.15～0.25mm、スリーブと間座を用いる客車用円錐コロ軸受においては0.05～0.25mm、後述する「背面組合せ」、シムレス、圧入型のEH10用円錐コロ軸受については0.10～0.25mmという隙間が指定された²⁰⁶。

国鉄車軸軸受における定位置隙間管理方式への転換は1948年から始まった。この方式は調整間座により内輪中央の円周突起部に対応する位置にて両外輪間隔を規制し、煩雑かつ不確実なシム調整作業を排除するものである。内外輪、間座共にメーカー出荷時、選択組合せにより寸度が精密調整される。そしてスリーブ固定ナットの締付けトルクが指定されており、締付けによる内輪の直径拡大によって正規の隙間が確保される。従って他のAssey個体との間に(単列円錐コロ軸受のouter raceとinner race & roller間において存在するような)互換性は存在しない。この方式への変更の絶対的前提として工作精度向上が挙げられることは論を待たない²⁰⁷。

²⁰⁶ 「車輛用コロ軸受の諸問題(2)」、『車両用ころがり軸受』155頁、第6・7表、参照。赤岡は一連の研究の中で遊隙の大きさと負荷、摩擦モーメント、寿命計算に用いられるスラスト/ラジアル換算係数との関係を解明し、SKFの算式の妥当性をも検定している。

²⁰⁷ 『車両用ころがり軸受』52頁、参照。

もつとも、軸方向適正隙間の究明に注力した赤岡その人は調整間座方式に関して、シムレスの円錐コロ軸受も考えられているが、遊隙調整可能という長所を殺すことになって面白くない。ただし現場において満足な調整が実行できない場合にはむしろ危険な調整が行われるよりよい場合もあるであろう。

などと、“シムレス”化に対して消極的賛意を表するに留めていた²⁰⁸。

(3)自動車における実施例

何故、0 及びマイナス遊隙、即ち予圧は(とりわけコロの)「温度上昇その他の点できわめて危険であるから絶対避けねばならぬ」という上述の指示を「意外なこと」と称したかと言えば、戦前期、鉄道省における実施状況については不明ながら、赤岡によって明らかにされた事実と戦前期～同時代の自動車における実施状況との間にはかなりの懸隔が見出されるからである。よって些か回りくどくはあるが、暫し自動車整備の分野における実施状況についての確認を試みたい。

参照出来たのはフォード A 型(1928 年)、同 V8 型(1932 年)、スミダ PCA 型探照燈自動車(6 輪車、1936 年)、いすゞ BX40 型バス(1937 年以降のモデル)、いすゞ二式発生自動車(6 輪車、1942 年)、トヨタ GB 型トラック(1939 年)、に関する当時の記述、及び 1957 年に刊行された体系的な整備参考書、における一般的記述である。

フォード A 型の前車輪ハブ軸受：“コッター・キーを引き抜き、ハブが回せなくなり始めるまで調整ナットを締付け、そこからハブが軽く回るようになるまで調整ナットを 1 ～ 2 ノッチ緩める” (V., W., Pagé, *The Ford Model A Car*. N.Y. 1930, p.411)。

フォード V8 型の前車輪ハブ軸受：“調整ナットをきつく締付け、そこから約 1/4 回転緩める”。
ドライブピニオン・ベアリング：“ピニオンが 22 ～ 34 インチ・ポンド (0.25～0.39kg-m) のトルクで回るように締付けを管理する。“guesswork”を排除し、作業に正確を期するには新製品である KRW Drive Pinion Bearing Tester が用いられるべきである” (V., W., Pagé, *The Ford V8 Cars and Trucks*. N.Y. 1940, pp.348,385)。

スミダ PCA 型探照燈自動車のウォーム軸受、差動機軸受：“締め過ぎず又弛みもなく軽く回る様に”、前車輪ハブ軸受：“締め過ぎず弛みもなく厳重に緊定する”(ディーゼル自動車工業㈱『自動車講義(全)』1942 年(?)、スミダ PCA の 79、86 頁)。

いすゞ BX40 型バスの後車輪ハブ軸受：“余り締め過ぎない様に注意”、前車輪ハブ軸受：“締め過ぎない様に注意、一度締め切った後約 45 度位戻すのが適当”(同上、BX40 の 39、42 頁)。

いすゞ二式発生自動車の前車輪ハブ軸受：“締め過ぎざ(る)を可とす故に一度之を締め切りたる後約九〇度程戻し置き……”。

²⁰⁸ 「車輛用コロ軸受の諸問題(2)」、参照。

同上、後車輪ハブ軸受：「軸身の回転を適度ならしむる如く之を締め付く」（同上、二式の156、157頁）。

トヨタ GB 型トラックの前車輪ハブ軸受(アンギュラ玉軸受)：「『ボス』内ノ玉軸受ハ厳密ニ適合セシメ 適当ナル強度(十分ニ締付タル後約九〇度戻回ス)緊定スルコト必要ニシテ軸受ノ衰損スルニ從ヒ緊定ねぢヲ締メルコトニ注意シ約一五〇〇軒走行毎ニ硬質防擦脂ヲ十分ニ注入スルコト必要ナリ」（陸軍機甲整備学校『トヨタ自動車取扱保存教程』1944 年増補版、88 頁）。

以上の内、フォードに関する文献は一般ユーザー向けの参考書であり、重整備まで含む完璧なマニュアルではない。この点は又、国産車についての文献に関しても同様である。しかし、アメリカでは1940年頃には一般整備技術が格段の進歩を遂げていた様子が窺え、噛合い精度向上のため、ファイナル・ピニオン・ベアリングに関しては測定機器の使用による“guesswork”とは区別される“科学的な”予圧方式が民間でも導入されていた訳である。

わが国の自動車整備マニュアルの旧態然たる有様に鉄道省のマニュアルがこれらと比べてさえ遥かに不親切であった事実を、突き合わせて顧みるに、ソフト、ハード面におけるわが国の後進性と停滞性はまさしく目を覆いたくなるほどであった。

但し、幻想を振り撒かぬために付言すれば、上に見るトルクメーターを用いた手法を講じて、グリースの量や粘度、オイルシールのリップ部ならびに対応する軸の外径、表面の状態等により、測定誤差の発生は免れない。従って整備工場での作業に対して自動車会社の工場における新車組立時に得られるような水準の均一な仕上がりを求めることは不可能である。

1957 年に刊行された体系的な整備参考書というのは桜井一郎の著作『整備・保守』（山海堂自動車工学講座第6巻）である。

この本は工学的明晰さを根底に有する作品ではあるが、自動車工学講座の1巻としてはやや、収まりが悪かった上に需要も多かったため、増補の上、1963年に同じ出版社から『自動車整備技術要覧』として再刊されている。当該部分の頁数は変っていない。同書に曰く：

前車輪ハブ軸受：「前進の方向にホイールを回転しつつベアリングの調整ナットをしめつけて行く。そしてこれが非常に重くなるまでしめつけたら、今度は割りピン用の溝を一つだけ戻す。そこでホイールがなお重ければ更に一つ戻す。しかしこのとき遊びが感ぜられてはならない」。

差動機軸受：「アジャスチング ナットをしめ終ったら、これを $\frac{1}{4}$ 回戻して……」。
これらは戦前並みの記述である。しかし、進歩の跡も見受けられ、

ドライブピニオン：「ベアリングに対するプレ ロードは 15~20 インチポンドを普通とする」とした上、バネ式並びに秤式の予圧ゲージに関する解説が掲げられている(523~524、600、602~603 頁)。

とある。漸く戦後、わが国も 1930 年代末期のアメリカのそれ的な整備手法の導入を見たという訳である。

(4)何故、予圧に関する対照的な指示が自動車と鉄道車輛において発せられたのか？

以上、精粗の程はともかく、自動車整備に関する一連の些か頼りない記述的データと突合せれば、赤岡らによって見出された国鉄の車輛用円錐コロ軸受の整備基準は全く対極的な印象を醸し出している。この違いは目標とされた寿命そのものに差があったであろうことは措くとしても、国鉄側が当該軸受の耐久性能自体に大いなる不安を抱いていたことの証左かとさえ訝^{いぶか}られかねない。

しかし、現実にはそれらはサイズや仕様こそ異なれ、同じメーカー群によって供給される、しかも円錐コロ軸受という広義には同一の軸受に対する異なったスタンスなのであった。決して一方が安物を使わされていたなどという状況が存在した訳ではない。

では何故、自動車整備の領域において、かくも伝統的に円錐コロ軸受の予圧が指示されて来たのであろうか？ その謂れが判明しない限り、鉄道車輛用軸受に関して赤岡らによって発せられた指示の意味合いも伝わって来ない筈である。

その結論はほぼ、次のような松本の所説に落ち着くようである。即ち、自動車の車輪用軸受は多くは「背面組合せ」ないし「複列外向き軸受」の形で円錐コロ軸受が用いられるが、軸受を収容するハウジングはハブの一部をなしており、そこにはブレーキ・ドラムないしディスクが取り付けられている。ブレーキが働く度にドラムは 300℃ 近く(ディスクの場合にはそれ以上?)にまで熱せられるから、熱伝導により軸受ハウジングと外輪の温度も上昇し、ラジアル有効隙間は増大する。これはスミアリングの誘因となる。また、車が旋回する際にはタイヤの接地点に作用するアキシャル荷重が大きなモーメント荷重となってハブ軸受に印加されるから、ラジアル隙間の増大によってコロ 1 本に過大荷重がかかる危険も増す。

以上に起因する軸受の早期損傷ないし短命化に加え、松本は述べていないが、ハウジングの熱膨張は外輪の締め代を低下させ、クリープの生成をも促す。

ハブ軸受の組付け時、敢えて本来の寿命を犠牲にしても負の隙間を与えるのが常識となっているのはこうしたことを防ぐために他ならない。予圧量は車種によって異なり、外輪とハウジングとの、あるいは内輪と軸との締め代、ハウジングの肉厚等によっても異なるが、大型・中型トラックでは 300~400kgf、小型トラック・乗用車においては 200kgf 以下のアキシャル荷重を予圧値とするのが普通である。そして、予圧値の適否は車輪の起動トルク測定という便利ではあるが、かなりいい加減な方法によって確認される。

なお、松本に拠れば、スラストころがり軸受ではアキシャル荷重が抜けた時にも転動体を正規の位置に保持するために予圧が必要であり、電動機主軸軸受においては騒音・振動抑止のために、また輸送中など、回転せずに振動を受ける軸受の転動面におけるフォールスブリネリング(疑似ブリネル圧痕)予防策として、工作機械の主軸軸受や自動車のピニオン軸

受においては軸の支持剛性・精度を高めるために予圧が行われる。

フレッチング損傷(微動摩耗)の一形態である疑似ブリネル圧痕について付言すれば、転がり軸受は回転していない状態で荷重をかけられながら振動を受けると軌道に微小な圧痕状の窪みを生ずる。例えば、自動車前輪の操向部分に置かれたスラスト軸受であるキングピン軸受はハンドルが切られない限り回らず、しかも走行中は常時、不整定衝撃荷重を受けている。回転せず、揺動するだけの自在継手十字軸の軸受も同様である。転がり軸受が取り付けられている電動機や各種の機械を振動の多い貨車や、舗装の悪い道路を行くトラックで運搬した場合、戦車の砲塔、振動の多いディーゼル船の甲板に取り付けられたクレーンなども回転しない状態で振動を受ける。かつては航空発動機のバルブ・ロッカーシャフト支持軸受や飛行機の可変ピッチプロペラのスラスト軸受、可変ピッチ制御機構の軸受においても同様の自体が散見された。このような場合、軸受の転動面に微小な圧痕を生じ、これが騒音の原因となる。

松本は日本を出る時、何でもなかったディーゼル船のクレーンが、上海・香港辺りで気になる程度の騒音を発するようになり、カルカッタでは耐えられない程度に騒音が激しくなったとの事例についての伝聞を開陳し、かような事故を防ぐためには軸受が回転していないときは回転軸用軸受に $(0.01 \sim 0.05)C_0$ (C_0 : 静定格荷重)程度の予圧を与えて軸をクランプする方法がとられる、と述べている²⁰⁹。

フレッチング損傷なる現象への最初の警告は 1911 年に発せられているが、その徹底的な説明はアメリカにおいて貨車輸送された新車が輸送後、ホイール軸受から異音を発し、売り物にならなくなる事態が発生した事故の原因究明を端緒として始まっている。この時にはある種のフレッチングの防止に低粘度の潤滑油が役立つことが解明されたりはしているものの、漏洩防止上、自動車のホイール・ベアリングに極端に低粘度の油を封入しておくことは出来ない。また、軸受の予圧もその対策の一つではあるが、矢鱈に強く予圧しておくワケにも行かない。この間、多くのことが解明されてはいるものの、フレッチングを全く生ぜしめぬようにするには事実上、今以て強制的に制振するか当該部分を分解してしまうかしかな方法が無い、というのが実情である²¹⁰。

自動車のファイナルピニオン支持軸受において比較的キッチリとした予圧がなされて来

²⁰⁹ 松本前掲「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」、参照。

²¹⁰ cf. J., O., Almen. Lubricants and False Brinelling of Ball and Roller Bearings.

Mechanical Engineering. June, 1937. (曾田範宗訳「潤滑剤と球及びローラー軸受に於ける疑似ブリネル圧痕」『内燃機関邦訳文献集』第1巻 第14号、1937年)。Almen は GM 研究所の研究員。彼の得た結論ではフレッチングは酸化を伴う現象であり、その解決策は接触面を空気と遮断する特性に優れた潤滑油の採用であった。しかし、その後、フレッチングは必ずしも酸化を本質とする現象ではないことが知られるようになった。フォールスブリネリング全般については R., B., Waterhouse・佐藤準一訳『フレッチング損傷とその防止法』養賢堂、1990年、参照。その実態については日本潤滑学会『潤滑故障例とその対策』35頁、写真 2.37、綿林『転がり軸受マニュアル』229頁、図 5.5.6、日本トライボロジー学会編『トライボロジー故障例とその対策』41頁、写真 2.64、参照。

た理由は単純明快に傘歯車の噛合い精度を確保するためであった。考え方としては工作機械の主軸などと同じでこちらは至って判り易い。

他方、ホイール・ベアリングにおいてはこのような精度を伴う支持剛性確保へのニーズは存在しない。この部位については余程ガタガタでもない限り、機構的には“持つ”訳で、徒に支持剛性を云々しても摩擦トルクが増えるばかりで大した御利益はない。従って、このような部位に関して幾分アヤフヤであるとはいえ執拗に予圧が推奨されて来た主たる根拠としては熱膨張の影響が顧みられねばならなかった訳である。

自動車のホイールは鉄道車輛の輪軸と比較した場合、熱の影響を受け易く、走行中の上下動は極めて激しい。後者は鉄道車輛において“輪重抜け”が云々されるケースなどの比ではなく、また旋回時、これに加わるスラスト、横倒しモーメントの強度たるや、これを垂直荷重との比で見れば鉄道車輛の輪軸における横圧/輪重比などより遥かに大きい。

そういった部位の軸受を予圧する意義は詰まる所、軸受ハウジングの大きな熱膨張によって惹起される外輪・ハウジング間のクリープ、コロの浮きと再接触の繰返しに起因するスミアリングに対する予防策にあるとしか考えられない。また、近年、高周波焼入鋼を用い、ハブ(軸受にとってはハウジング)と外輪を一体成形してしまった第2世代ハブユニット軸受が開発されたのもこのクリープの危険を予防するためであったことも理解可能である²¹¹。

度々繙く日本精工前掲『転がり軸受 CAT. No. 140c』を良く見れば、円錐コロ軸受[および自動調心コロ軸受]のスミアリング特性について、次のような注意が記載されている。

円すいころ軸受[自動調心コロ軸受]では、運転中に軸受荷重が小さくなり過ぎたり、組合せ軸受のアキシアル荷重とラジアル荷重の比率が e (軸受寸法表に記載されている)の値を超えると、アキシアル荷重が負荷されない列のころと軌道の間で滑りを生じ、スミアリングの原因になることがある。特に、ころと保持器の質量が大きい大形円すいころ軸受[大形自動調心コロ軸受]ではこの傾向がある(B115、[B179]頁)。

戦前期、鉄道省の C11 型蒸気機関車の連接棒太端(主動輪クランクピン)に試験採用された円筒コロ軸受に生じたスミアリングはクランクピンとクロスヘッドピンとの平行関係が走行中、絶えず崩され、軸受を介して主連棒をこじる無理な力が作用し、軸受に内部隙間が存在する分、コロの浮き上がりで再接触が繰返されたため生じた現象である。

円錐コロ軸受[自動調心コロ軸受]においても引用の如き状況下ではコロの浮き上がりで再接触が繰返され、同様の結果に至る訳である。ホイール・ベアリングはさして大きな軸受というほどでもないが、熱の影響に鑑みれば、使用状況としてはまさしくそのような特性を体现する部位であった。だとすれば、予圧と言っても微予圧で良かった理屈であり、予圧量

²¹¹ 玉軸受を用いるハブユニット軸受の発想は元来、SKF のモノである。現在、ハブユニット軸受としては内輪とナックル取付け部とを一体成形した第3世代が実用化され、等速ジョイントをも一体化した第4世代が提案されている。光洋精工(株)編『機械要素活用マニュアル 転がり軸受』工業調査会 1994 年、95~98 頁、綿林『転がり軸受マニュアル』40、322~324 頁、参照。

自体が僅少なれば、その表現もアヤフヤといった程度の現にある指針がそのままでも十分、身の丈に合っていたことも理解可能である。

ただ思い返すに、かような教示のなされ方では不親切に過ぎた……或いは差し障りを恐れず強い表現を採るなら、その内容、レベル自体も低過ぎた。このため、自動車を扱う側の一部には純然たる誤解が存在し続けた。その証拠に、気の働かぬ自動車整備士が犯し易いミスの中でも一つとして、過剰な予圧によるコロの割損が過大トルクを以ってする締付けによるネジの損壊と共に必ず列挙されることになっている。円錐コロ軸受における「正面組合せ」と「背面組合せ」ないし「複列内向き軸受」と「複列外向き軸受」とのケースとは対照的に、この軸受の「軸方向隙間管理」と「予圧」に関して、鉄道車輛と自動車との間に本質的な理屈の差は無かった。惜しまれるべきは、赤岡らの発した「軸方向隙間管理」についての指示が松本流のシンプルな解説と共に、自動車整備の分野に届けられなかった事実である。

VIII. 国産ころがり軸受技術の進歩

(1) 戦時期日本のころがり軸受生産技術体系

SKF 軸受鋼輸入途絶以降のわが国における玉軸受生産・製品技術体系について明瞭にイメージさせてくれる資料を見出すことは不可能に等しいであろう。しかし、その一端について、日本精工や光洋精工が残してくれた解説がある。1935 年 3 月 28 日から 5 月 2 日にかけて開催された第 3 回国産奨励精密機械器具展覧会出品物に対して付加されたメーカーの解説がそれである。残念ながら、東洋ベアリングのそれは軸受の嵌合い公差についての DIN(ドイツ工業規格)の解説になっているので、ここでは割愛せざるを得ない。

まず、日本精工は次のように一般的な解説を掲げている。

N.S.K.ベアリングはレース・リング及びボールの材質は良質の国産クローム鋼を使用し、その組成は次の如くである。

炭素 1.0~1.3、クローム 1.0~1.5、マンガン 0.30~0.35、硫黄及び磷 0.03 以下、焼鈍せる場合の抗張力は 78kg/mm^2 である。この外特殊レース・リング用としてクローム・ヴァナヂウム鋼或は不銹鋼等を使用する。ケージ【保持器】材料は鋼鉄板、黄銅板、青銅、磷青銅、マンガン青銅、デュラルミン等である。

製造工程は材料の機械的及び顕微鏡的検査を経てヘッディング【鍛造による球体成形】、ファイリング【ヤスリがけ】、調質、第 1 粗研磨、焼入、焼戻、第 2 粗研磨、精密仕上研磨、琢磨【ラッピング】、艶付、硬度検査、強度検査、表面検査、寸度選別等である。

硬度はブリネル、ショア、ロックウェル等を併用し製品の検査には主としてショアを使用する。レース・リングの硬度はショアの 88 以上である。ボールもレース・リングと同様である。

寸法の規準具としてはヨハンソン・ブロックを使用し、栓ゲージ、ダイヤルゲージ、パッシメータ、ミニメータ、板ゲージ等を以て検査する。コンパレータとしては水平及び垂直のオブチメータを使用する。

ベアリング用鋼球はその真球度 0.001mm 以下なるを要し、その直径は 0.001mm 前後の公差を有する。

球面の磨きの程度は僅かの研磨の痕をも許容しない。

製品の種類は多種多様であって、魚雷発射管用内径 1m 余の大型ラジアル・ボール・ベアリングより、他方小型の計測器用又はマグネト用径 3.4mm 、のものの回転数 10 000 以上のものに使用される特殊ベアリングとしてファン用、転輪用ベアリングがある(火兵学会・精機協会編『戦近の精密機械』丸善、1938 年、289~ 290 頁。【 】内引用者)²¹²。

²¹² パッシメータ(パッサメータ)は量産品の外径測定用外側マイクロメータの一種(現在のミットヨ(株)の商品名はスナップメータ)、ミニメータはテコ式指針測微機の一つでダイヤルゲージの高等なモノ、コンパレータはスピンドルを被測定物に当てた際の標準ゲージとの間に発生する微小寸法差を機械的、工学的ないし電氣的に拡大し、その厚さを精密に測る装置で、オブチメータはツァイス社の製品。朝永良夫・山本健太郎『長さの精密測定機

この後に、日本精工は鉄道車輛用として J1-A としき軸受を組込んだ軸箱のカット写真を掲げ、その装備により「始動抵抗を 80~85%、燃料消費量を 10~15%減少することが出来る」と結んでいる。

他方、光洋精工は玉軸受における加工精度、公差、選別、選択組合せ、製品精度の実態について、些か冗長ではあるが、次のように解説しており、工程と精度について多くの情報を提供してくれている。

鋼球の材料を常温或は加熱して球状に鍛造(又は往々旋削)したものは常に十分の数耗乃至 0.5mm 程度球形とならず、粗研磨に於て稍正確に即ち約 0.03mm~0.05mm まで研磨される。鋼球を回転しつつ平面のエメリー【砥石の一種】板によって研磨せる球の表面は実際きわめて小なる互に接続する多数の面である。仕上の研磨によって球は千分の数耗の精度となり、これをポリッシし種々の選別機によつて大いさを選別する。これに使用する選別機の主要部は、傾斜して置かれた 2 箇の斜面よりなる溝にして、正確且つ直線に研磨され、且つポリッシされた稜を有し、この間を鋼球はその上方に配置された容器より落下転走する。溝の幅が球の直径に等しい所で鋼球は溝を通じて落下し、管を経て異なる函に収容される。この操作は場合に応じて 5~9 回反復され、この転走に当り常に或る同一の函に落下するものは 0.001~0.002mm の精度となる。球は最も簡単な幾何学的形体として、単に 1 箇の数値即ち曲率半径によつて丸味及び直径が完全に決定されることが特徴である。

これ等の球は包装され、一つの紙函中には一定の表示された精度のものがあり、これに反して別の紙函の球は異なる公差のものなれば混淆してはならぬ。

鋼球の製作に於ては一定の公差範囲にのみ製作し得ざることを知らねばならぬ。例へば経済的観点からは球面が十分ポリッシされても猶寸法が稍大なるときにも、それ以上加工してはならぬ。他方寸法は正しくとも未だ十分光沢が出来るまでポリッシされぬときは、もとより十分のポリッシを行はねばならぬ。而して多少寸法の小となることを忍ばねばならぬ。

尚ほまた大なる球は加工の工程に於て熱せられ、それがため所要の公差に達することが常に不可能である。それ故に若し只 1 種の公差区域のみを許容すれば、総てその前後の球は不合格品とならねばならぬ。従つてその数量は無数に集積する。故に球を数多の公差区域に於て使用する現今行はるゝ方法を採用せねばならぬ。

例へば球軸番号某の球の直径が 12.7mm、精度は 0.001~0.002mm であるとする。然るに同一番号の他の軸受は相互に単に 0.001~0.002mm だけ相違する球を有するが、直径としては 12.7mm よりも 0.02~0.03mm だけ大なることが出来る。

また、球軸受の使用者は往々先に求めた球軸受に対し、若干の交換の鋼球を要求することがあるが、これは前記の理由により球軸受の大量生産に於ては各球軸受の寸法

器』(精密工学講座 Ⅲ・2,3、日刊工業新聞社、1959 年)がある程度参考になる。

に関し、或る記録を行ふことが不可能であるから、この要求に応ずることは不可能である。

余り大なる球は頂部に過大の負荷を受けて損傷し易く、又過小の球は全然或は殆ど負荷を受けぬ。この二つの場合にこの球は全く効果がない。それ故にこの球の軸受は他のものを以て交換するか、又は球軸受工場に送って修理するの外方法はない。また他の理由によつて球の交換を禁すべき場合は、一般に球軸受の回転の溝が損傷して修理を要するときである。

それ故に標準球軸受の球の交換は経済的観点からこれを行ふことは不可能である。この場合には単に制限された互換性あるのみである。

ボール・ベアリングの内環及び外環の精度は種々の観点から顧慮せねばならぬ。鋼球に於ては単に曲率半径のみによつて決定されるが、環に於ては直径並に内及び外の円柱面に対する環状軌道の同心的位置並に内及び外の円柱面に対する端面の直角位置が重要である。

この場合孔の精度及び溝の同心的位置が最も重要である。外径及び孔の円柱面の精度に関する規定は既に久しく国際的に使用され、又独逸工業規格に於てはこれと多少異なる規定を設けた。

環の直径の精度は平均して $0.01\sim 0.02\text{mm}$ 、即ち球の精度の 10 倍である【10 倍粗い】。

焼入れを行へる環に於ては、変形を起しこれを完全に除去することは困難である。

或る 100 個の球軸受について行つた測定の結果によれば、内径の下寸法差は $-8\mu\sim -12\mu$ のものが最も多数である。

外径円柱面の精度を一層増進せしめることは可能ではあるが不経済である。

通気最良の場合にも免れ難い環球間の塵埃粒子侵入は中心の偏位と不正確とを招来する。

総ての球軸受に於て、例へば歯車装置、旋盤のメーン・スピンドル、精密機械等にあつては中心の偏位が最も重大な問題である。

球はもとより環の間に固く嵌め込んでならぬ。尚ほ軸受を完全に組立て【組付け】たとき固く締められるのを防ぐため、たとひ僅かであつても間隙を存せねばならぬ。

それ故に誤差の原因に応じて回転中絶えず変化する完成した球軸受の偏位を決定することは極めて困難である。

球軸受の中心偏位は常に $0.01\sim 0.02\text{mm}$ の限度に維持するのが普通である。

この場合にも極めて高い精度を要求することは経済的に不利益となる。

これを要するに球軸受の精度の経済的限界は球に於ては $\pm 0.001\sim 0.002\text{mm}$ 、完全なる軸受に於て環並に軸に於ては精度は前者の 10 倍【 $1/10$ 】であり、又ハウジングに於てはその約 20 倍【 $1/20$ 】である(同書、288~289 頁。【 】内、傍点引用者)。

因みに、引用末尾付近に出て来た球軸受の中心偏位とは現今、“内輪のラジアル振れ”と呼ばれている回転精度項目を指すものと思われる。そして、 $0.01\sim 0.02\text{mm}$ というその許

容値は^{てのひら} 掌サイズのラジアル軸受(円錐コロ軸受を除く)に対して ISO、JIS、DIN において定められている最低精度等級=0 級とその一つ上の 6 級のそれにほぼ相当するモノである。最も精度の高い 2 級であれば、この値は 4~5 μm になる。

塵埃(コンタミネーション)の一件などにしても、後程、立ち帰ることになる重要なポイントではあるとは言え、如何せん、議論のレベルが低過ぎる。

(2)材料技術の革新

復興期、その戦前戦時的技術水準を引き継いだ国産コロガリ軸受は「SKF の $\frac{1}{3}\sim\frac{1}{2}$ しか寿命がない」と「各方面でしばしば言われ」ていた。上に紹介された状況に鑑みれば、それも当然の評価であったろう。

軸受使用者側の開発エンジニアとでも言うべき赤岡はこういった状況を前提としつつ、1958 年 3 月に刊行された展望記事において、転動疲れ現象の解明、製鋼技術の改善、軌道輪・転動体の鍛錬法改善、熱処理法の改善、潤滑に関する基礎研究、寿命並びに負荷容量計算式確立等に向け、メーカー各社及び製鋼会社が一丸となって協力体制を作ることへの期待を寄せている²¹³。

それにしても、赤岡のこの配列・記述順序には疑問の余地がある。従って以下暫く、これにはとらわれず、1950 年代後半から'60 年代を迎えた頃までに各分野において見られた生産技術体系の進歩、実務家ないし企業等の開発技術者達の手でなされた研究開発の進捗状況の一端、彼らによってなされた研究展望等について尋ね、そこを起点として現在に至る時間経過の中で繰り広げられた開発努力の流れをも極く簡単に瞥見してみることにしたい。

先ず、原材料の中でも重要性において圧倒的なウェイトを占める軸受鋼材に関する問題。通常、軸受鋼と言えば耐疲労性と耐摩耗性に優れた高炭素 Cr 鋼である。軸受材料としての適性を増すため、素材は鍛錬され、これによる粗大結晶組織は破壊・微細化され、空孔等は圧着され、炭化物は均一に分散せしめられる。更に熱処理(均熱拡散処理→焼ならし処理→球状化焼なまし処理)によって炭化物の球状化が促された後、機械加工が施され、最後に焼入(油ないし塩浴)→焼き戻しが行われる。

当時の軸受鋼の品質に係わる具体的な問題、とりわけ SKF 材、Timken 材及び国産材との比較等については服部 喬が日本潤滑学会で報告しており、その内容が公表されているので、一般常識的な補足を交えつつ、大まかな紹介を試みよう²¹⁴。

当時、SKF は上述の通り、原料に海綿鉄を配合し、酸性平炉を使用して軸受鋼を自家製鋼していた。海綿鉄の製造は一般に非量産的な、どちらかと言えば伝統技術の範疇に属する製鉄法であった。しかし SKF は年産能力 3 万トンの海綿鉄製造プラントを擁し、この高品位の鉄を自家精錬していた。同じスウェーデンの著名な鉄鋼会社 Sandvic も海綿鉄を内

²¹³ 赤岡 純「ころがり軸受の寿命」(『日本機械学会論文集(第2部)』24 巻 140 号、1958 年 4 月)、参照。

²¹⁴ 服部 喬「軸受鋼の寿命」(『潤滑』第 6 巻 第 1 号、1961 年)、参照。

製していたことが知られている²¹⁵。

SKF が製鋼炉として用いていた酸性平炉とは炉の内張に SiO_2 を主体とする耐火物を用いる平炉である。酸性平炉は W. ジーメンスによって発明された「蓄熱法」に端を発し、P. マルチンによって 1864 年、初出鋼に成功したベッセマーの酸性転炉(1856 年)より新しい技術である。

ただ、酸性炉は精錬性能に劣るので、P、S の少ない純良な原料を選ぶ。このため「雑食性」に優れた塩基性製鋼炉の開発が志向された。アメリカや日本をはじめ、世界各国で常用されることになる塩基性平炉(更に塩基性電気炉)はその一つであり、 SiO_2 の代りに MgO 及び CaO を主成分とする塩基性耐火物を内張に使用する。塩基性平炉は塩基性転炉(1878 年 トーマス)の応用物で、後者同様に「雑食性」がその取柄であった²¹⁶。

酸性平炉・転炉から得られる鋼材は窒素をほとんど含まず、アルミナ(Al_2O_3)などの硬い金属酸化物＝非金属介在物の含有率が低い。このため兵器(砲身、装甲板、大きな回転軸や鋳鋼品)材料としては酸性平炉で製鋼した酸性鋼が優るとされていた。軸受鋼としての酸性鋼は焼入硬度、寿命、何れの点でも塩基性鋼に優る。このため我が国の現行工業規格でも酸性炉で製鋼された軸受鋼であれば P と S の含有率が塩基性炉で製鋼されたそれより若干高くとも「可」と規定されている(JIS G 4805-70)。

製鋼工程について服部は、赤岡と平沢が原料(銑鉄、開放炉銑鉄²¹⁷、返り屑、輸入屑)の配合比を 4 通りに変えた鋼製円筒試験片を用いて実施した動荷重寿命試験や上野 学(金属材料技術研究所)が返り屑、購入屑、砂鉄銑、海綿鉄の配合比を操作し、V 添加をも試みて実施した寿命試験結果、上野が SKF 軸受鋼管、Timken 軸受鋼管、国産軸受鋼管を用いて行った化学分析、早期寿命試験結果を要約している。

前二者に関して服部は、銑鉄、海綿鉄の配合、V 添加によって顕著な寿命延長効果が得られた事実を紹介しつつ、「軸受鋼の処女性」については未だ定量化されていない問題がある、と述べ、後者については焼入硬度、寿命いずれにおいても SKF、Timken、国産、という明確な序列が見られる事実を指摘している(寿命に関してはそれぞれ、64 分、54 分、51 分)。因みに当時、わが国で普通に用いられていた軸受鋼製鋼原料は銑鉄(コークス銑)、返り屑及

²¹⁵ 橋本前掲「SKF 軸受会社 Goeteborg 工場を見学して」、橋口隆吉編『金属学ハンドブック』朝倉書店、1958 年、337 頁)、参照。

²¹⁶ 「酸性平炉ニ於テハ原料中ノ燐及硫黄分ヲ除去スルコトヲ得サルヲ以テ最初ヨリ燐及硫黄分ノ少キ屑鉄若ハ瑞典産木炭銑ノ如キ原料ヲ選フコトヲ必要トス之ニ反シ塩基性平炉法ニアリテハスカル顧慮ナク如何ナル成分ノ原料ヲモ使用スルコトヲ得甚タ便利ナリ、世界何レノ国ニ於テモ燐分少ナキ良銑ハ益々欠乏シー方塩基性転炉法ヲ利用スルコトヲ得ル程度ノ燐分ヲ含有セサルカ普通ナルヲ以テ茲ニ塩基性平炉法カー大発展ヲ遂ケ又将来モ益々盛ントナル傾向アル所以ナリ」陸軍兵器学校『昭和十八年重版 材料学教程』27～28 頁。下線部は明らかに「セルカ」の誤りである。

²¹⁷ 開放炉銑とは「粉銑をロータリーキルンで処理しセメントクリンカーとともに得られるバゼー銑」(橋口編『金属学ハンドブック』337 頁)あたりのことかと思われるが不詳。勿論、前掲、満鉄式(日下式)海綿鉄製造法によって得られた海綿鉄もこの範疇に属する。

び購入屑であった。

なお、上野らはこの3者における非金属介在物量を測定しており、それに拠れば、何れの種類の介在物に関しても量(面積率)的には国産材が最も少なかった。非金属介在物の含有率がわが国における軸受鋼規格の中に取り上げられるようになった歴史は意外に古く、1943年の海軍航空本部仮規格を濫觴とする。また、業界自身による規格は1951年に制定され、1953年にはJISにもこれが盛り込まれている。

その国産材における低い非金属介在物含有量と相反するような寿命値の解釈については“介在物の質”なる概念が提起されはしていたが、その中身は未だブラックボックスであった。

製鋼技術に関しては又、高周波誘導炉等の溶解炉自体を真空雰囲気下に置く上述の真空溶解法や取鍋を真空槽中に置き、脱ガスを行う取鍋脱ガス法、溶鋼を真空槽との間で循環させつつ急速に脱ガスを行うRH(Ruhrstahl-Hausen)脱ガス法などの諸技術が開発・実用化され、とりわけ後者は結果的に軸受鋼の寿命延長に貢献して行くこととなる。

然しながら、これはあくまで結果論であり、例えば真空溶解について1960年前後に内外で発表された実験報告においては非常にばらついたデータが上げられており、関連因子の究明を含め、未だ研究の余地が残されていた。また、その操業条件、メリット等が明らかになった後にも、真空溶解においては製品が高コストとなるため、この溶解法は後述する新幹線電車やジェットエンジン(VIM[真空誘導溶解]とVAR[真空アーク再溶解]の2回真空溶解)など、特殊用途向け軸受材料に限定して用いられることとなった²¹⁸。

大体において真空溶解鋼の寿命は大気中溶解鋼の優良なものと同程度、というのが1961年当時における服部らの見解であった。因みにSKFでも酸性平炉を用いていたのであるから大気中溶解が実施されていた訳である。

素材成形技術に関しては言えば、1959年7月、山陽特殊製鋼(株)(同年1月、山陽製鋼から山陽特殊製鋼に商号変更)において立ち上げられた本邦初のユージン・セジュールネ法による軸受用継目無特殊鋼鋼管製造設備(2000ト熱間押出プレス)が新機軸であった。ユージン・セジュールネ法は熱間プレスによるビレットの穿孔を前工程とし、熱間押出によって素管を成形する技術であり、ガラスを潤滑剤として使用することを特徴としている。

本工法は高合金鋼管の押出に特段優れ、従来の鋼塊→棒鋼／鍛造リング／鋼管／厚鋼板→アプセット／ローリング／鍛造という軌道輪粗形材製造工程技術に取って代る画期的技術とも、爾後の国産ころがり軸受発展の基礎技術ともなった。

そもそも、サイズの多様性が保証されている限りにおいてはあるが、ころがり軸受軌道輪素材として継目無特殊鋼鋼管の使い勝手が良いことは自明である。国産軸受鋼管の嚆矢は住友金属工業が1954年に製造した製品100tであった。しかし、既にこの頃、欧州においては画期的な新工法としてJ., SéjournetとUgine製鋼会社との共同により、ガラス

²¹⁸ 『日本精工五十年史』381~382頁、『日本精工六十年史』202~203頁、参照。

を潤滑剤として用いるユージン・セジュールネ法(1950年 仏)が開発されていた。

この技術の開発は 1940 年頃から始められていた。しかし、同法はフランスではなくアメリカで 1951 年末、著名なボイラー製造業者 Babcock & Wilcox 社が技術導入により自社鋼管工場(Babcock & Wilcox Tube Co.)を立ち上げたのを実用化の濫觴とし、以後、世界に逸早く拡散して行った。わが国においても神戸製鋼所が率先してこれを導入、1958 年には試作品を製造し始めている。続いて 1959 年に住金、山陽特殊製鋼、1962 年には八幡製鉄がこの技術を導入し、製品の製造を開始した。

しかし、神戸製鋼所、住友金属工業における導入の主目的はそれぞれチタン・チューブ及びステンレス異形管の製造に置かれており、軸受鋼に関しては試作程度に止まった。

これに対して 1939 年 10 月、政府より軸受鋼専門メーカーとしての指定を受けた実績を誇る山陽特殊鋼は当初から軸受鋼管製造を主眼とした技術導入を行い、程なく国内シェアの大部分を制圧することに成功した²¹⁹。

他方、大径軸受内外輪用鍛造リングの製造に関しては、1949 年、Hatebur 社(スイス)により、従来のリング転造機に代る熱間高速鍛造機が開発され、1961 年には日本特殊鋼に導入された。その後、1971 年に開発された熱間多段鍛造機が戦列に加わり、更に 1987 年には冷間転造機(CRF)が開発された。

これらの塑性加工技術の進歩により粗形材のネットシェイプ化が進展し、ころがり軸受の生産性は格段に向上して行った。

服部は鍛錬比 17.0 のものは同 6.8 のものの 3 倍の寿命を示すという赤岡の実験報告と、上野がユージン・セジュールネ熱間押出法によって製造された継目なし鋼管をテストして得た、通常の鍛造で棒鋼の鍛錬比を 6.5 から 21.8 に上げてても寿命は変らぬが、加工時間が極めて短い熱間押出法による場合、寿命が伸び、剥離発生バラツキも小さくなる、という報告を引きつつ、熱間押出等の進展に期待感を表明している²²⁰。

続いて熱処理について。熱処理(均熱拡散→焼ならし→焼なまし→焼入→焼戻し)に絡む軸受鋼材の品質に関して、服部は大略、次のように要約している。

SKF のパイプ材は球状炭化物も結晶粒も小さいため、焼入に際して低い温度で速やかに炭化物からの C 及び Cr の拡散が生じ、最適の球状炭化物が得られ、かつ結晶配列の局所的不均一に起因する micro stress も小さいから寿命が大である。対する国産材においては

²¹⁹ 『日本精工五十年史』、385~386 頁、『日本精工六十年史』203~204 頁、参照。ユージン・セジュールネ熱間押出法そのものの概要については井上勝郎『継目無し鋼管の製造』誠文堂新光社、1954 年、67~70 頁、五弓勇雄編『金属塑性加工の進歩』コロナ社、1978 年、133~138、280 頁、J.,P. Boore・今井宏訳前掲『シームレス物語 ——米国の継目無し鋼管産業発展の歴史——』120~121 頁、今井宏『パイプづくりの歴史』アグネ技術センター、1998 年、246~248 頁、参照。

²²⁰ 鍛錬比は forging ratio のことであろう。素材平均断面積に対する鍛造粗形材平均断面積の比として表される場合、1 未満の数値となり、 $\frac{1}{4}$ 以下の値が望ましいなどと表現される。鍛錬成形比も同じであるが、こちらは 4 以上などと逆数で表現される。

焼入温度を下げれば球状炭化物の生成が妨げられ、これを上げれば **micro stress** が昂進し、何れの場合にも寿命低下の要因となり、寿命は相対的に短かった。

球状炭化物の拡散が速い、同一残留球状炭化物量に対する硬度が大きい、といった **SKF** パイプ材の優れた性質がその原料(「純度製鋼法による処女性」)に由来するものなのか、製鋼工程に秘密があるのか、については明らかにされず仕舞いであった。もっとも、国産材でも鍛錬比の大きな素材を焼ならし後に急速空冷すると共に、焼なましを低温・短時間で済ませて作られた球状炭化物粒径の小さな試験片は **SKF** 材と「ほとんど寿命に差がない」という結果が得られた。

なお、当時、軸受鋼の焼入に際し、サブゼロ処理に期待が寄せられた。これは焼入後、鋼材組織中に残存し、その準安定性質により時効変形(膨張)の原因となる残留オーステナイトを分解、マルテンサイト化し、硬度アップや経年変化防止を狙う冷却処理で、焼入直後に適当な冷却材を用いて 0℃以下まで冷却し、数時間保持する工法である²²¹。

しかし、当時の国産鋼材を用いる限り、サブゼロ処理を施しても **SKF** 材並みの長寿命化は不可能であった。そして、焼戻し温度を軸受試用温度より 50～100℃程度引上げたり、焼入れ後の冷却方法の改善によってオーステナイトを安定化させる技術が開発されたため、サブゼロ処理は特殊な、但し使用温度が 150℃を超えない条件下で試用される高品質軸受材料のみに限定的に生き残ることとなった。

服部の報告に対しては軸受鋼の平均寿命延長と共に、転動体の寿命バラツキ抑制が重要であり、かつ、容易なアプローチではないか(内海竜夫)、真空溶解法のメリットを十分に引き出す諸条件の解明については今後とも努力すべきである(上野学)、今日のわが国の状況下においては原材料や製鋼法の革新よりも加工度(鍛錬比)及び熱処理技術の改善に俟つところが多いのではないか(小野繁)、などのコメントが寄せられている。

然しながら、結局、取鍋とその上方にセットされた真空容器との間で溶湯を強制循環させ、容器内にて脱ガスを図る件の **RH 真空脱ガス法** が国産軸受鋼グレードアップの牽引車となった。何となれば、それは非金属介在物の中でも特に重要な Al_2O_3 に代表される極めて硬度の高い金属酸化物の生成抑制に著効を発揮したからである。山陽特殊製鋼(株)の開発技術者としてこの過程に深く係わった瀬戸浩蔵の記述に依拠しつつ、一連の流れを概観してみよう²²²。

²²¹ サブゼロ(深冷)処理はアメリカで 1951 年頃に開発され、**Sub-Zero Distributing Co.**、**Deepfreeze Distributing Co.**、**Sub-Zero Product Co.**といった企業を担い手として彼の地で普及が始まった。わが国では津上製作所が装置輸入に、不二越鋼材がその自主開発に踏み切った 1953 年頃がその濫觴であるらしい。当初、冷却材としてはドライアイス、液体酸素などが用いられたが、程なくフロンが普及した。飛山一男「サブゼロ深冷処理に就いて(1, 2)」『いすゞ技報』第 17、18 号、1953 年 9、12 月、参照。

²²² 瀬戸前掲『軸受用鋼』34～41、110～126、148～152、199～204 頁、参照。

なお、瀬戸が山陽特殊製鋼の側に立って紹介した低酸素高清浄度軸受鋼製造技術＝

硬質の金属酸化物はそれ自身硬い軸受鋼の基地組織よりも更に硬く、熱膨張率も小さいため、材料の機械的・熱的変形に際し、応力集中を生じ、それによって微小クラックの起点となり易い。

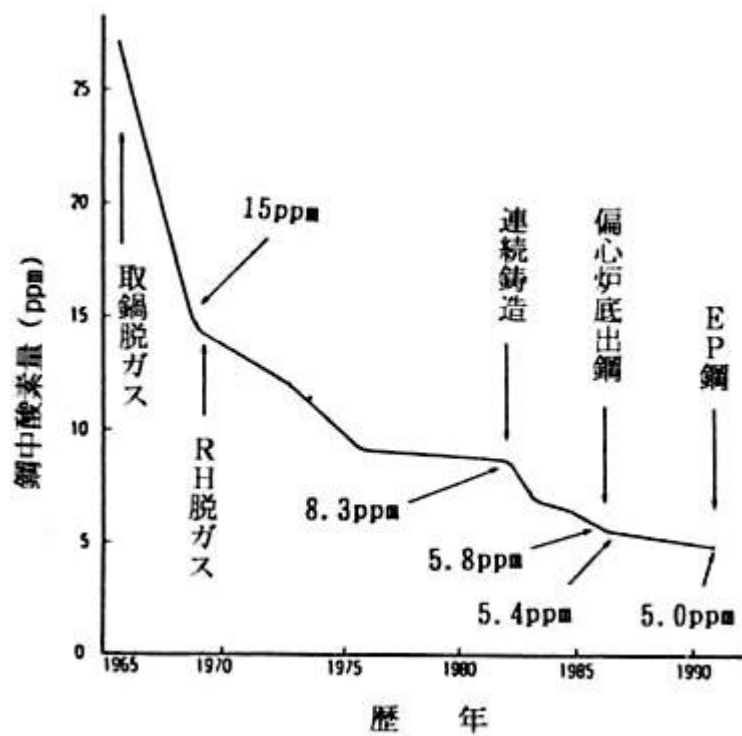
この金属酸化物の生成を抑止するには溶湯中から酸素を追い出すのが早道である。その有力な技術たる真空脱ガス処理法は 1950 年代に欧州で開発され、1964 年には、山陽特殊製鋼が軸受鋼製造のためにこれを導入した。

当初、用いられたのは発生真空度の低い取鍋式脱ガス法であったが、それでも含有酸素量の半減が達成され、材料のころがり疲労寿命は従来の 5 倍となり、SKF 製品に匹敵する性能が獲得された。1966 年以降、同社は軸受鋼の全量を脱ガス処理するようになり、1968 年からはより高い真空度を実現する RH 脱ガス方式が採用されるようになった。勿論、同方式は広く業界に普及した。これによって得られた軸受鋼品質の年次別推移は次の 2 図に示されている(図 8-1、8-2)。

図 8-1 国産軸受鋼における酸素含有量の推移

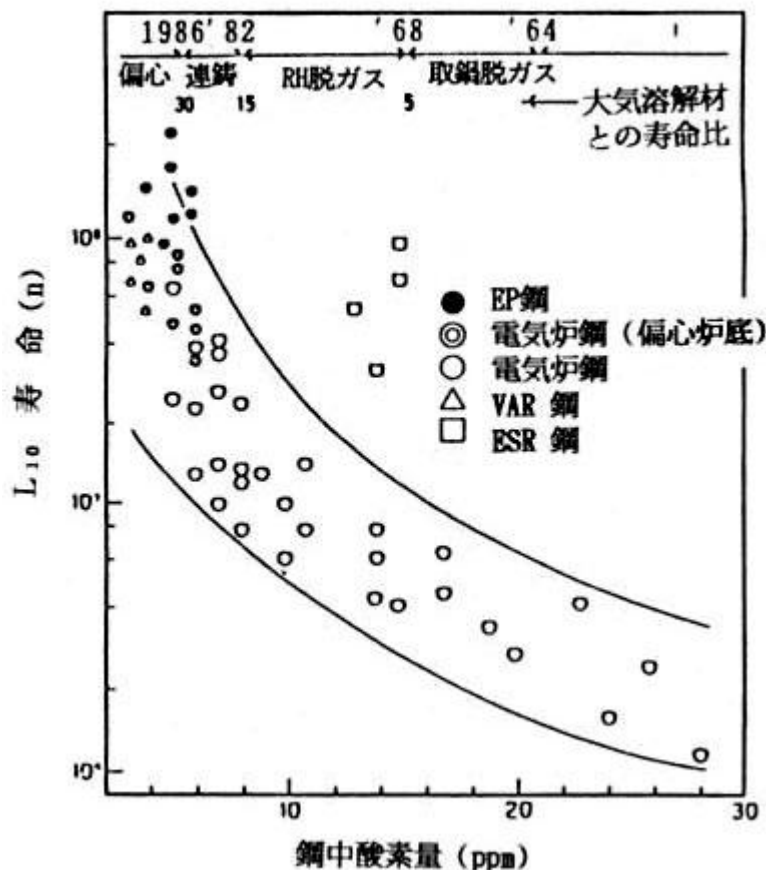
SNRP の開発過程は同社と体系的な軸受寿命試験データの提供元である日本精工との共同事業であった。この関係で日本精工(株)『テクニカルレポート(CAT.No.728f)』(1991 年)、208~209 頁にも瀬戸の記述と照応するデータが掲げられている。因みに、日本精工側では開発成果である低酸素高纯净度軸受鋼=EP 鋼を長寿命軸受鋼=NSK-Z 鋼と呼称している。

また、真空脱ガス法は以下に述べる通り溶鋼中の C による金属酸化物の、従って溶湯の脱酸(CO↑)を促すプロセスであり、60 年代以降、その導入による国産軸受鋼材中の金属酸化物系介在物の激減の結果として国産ころがり軸受の寿命は大いに延長されて行った。このため技術シフト以後、暫くは寿命計算式には補正係数として「材料係数」なるものが導入されたが、この材料が普遍的に使用されるに及び、1990 年、真空脱ガス鋼を使用しないころがり軸受に対して別途、「軸受特性係数」なる補正係数が適用されるに至っている点を付言しておく。高田・相原前掲『転がり軸受の寿命と信頼性』113~114、126 頁、参照。



瀬戸『軸受鋼』37 頁、図 2・2。元の出典は山陽特殊製鋼社長 上杉年一
「渡辺義介賞受賞記念特別講演 わが国の軸受鋼の進歩発展について」(『鉄
と鋼』74 号、1988 年)。この講演記録は同書巻末に全文載録されている。

図 8-2 国産軸受鋼における酸素含有量と転がり疲労寿命との相関



同上書、38 頁、図 2・3。元の出典についても上図に同じ。

VAR 鋼とは真空アーク再溶解法による鋼

ESR 鋼とはエレクトロスラグ再溶解法による鋼

なお、新幹線電車用車軸軸受開発に際し、国鉄は軸受メーカーに対して最大せん断応力が作用する軌道面直下に潜伏する非金属介在物検出のため磁気探傷と表面超音波探傷を実施するよう求めた。そして、その実行を通じ、最も要求水準が厳しいコロ用材についてはかような真空脱ガス処理のみでは対応不可能であるという事実が判明した。このため、国鉄は 1967 年、新幹線電車用車軸軸受のコロ材料を真空溶解鋼とする旨、指定した。更に、1985 年の 100 系新幹線以降、車軸軸受内輪には浸炭軸受用鋼の使用が指定されることになる²²³。

また、この間、上図に示されているように、真空脱ガス処理と並んで溶湯中の酸素含有量低減に貢献したのが連続鋳造技術であった。鋼の連続鋳造技術は 1950 年代後半に実用化され、我国でも早くから注目された技術であった。1961 年には特殊鋼 4 社が共同ライセ

²²³ 大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』27~28 頁、参照。浸炭軸受用鋼の内輪への使用は時期的には貨車用円錐コロ軸受が先行していた。新幹線軸受や貨車用円錐コロ軸受についてはそれぞれ然るべき所で取上げられる。

ンス導入を行い、ビレット(小ぶりの棒鋼)連铸機を導入している。然しながら、この試みは烏有に帰した。

その後、1970 年頃、八幡製鉄が軸受鋼丸ビレット連铸に着手したものの、こちらも 1973 年、中止に追込まれている。

このような経緯を踏まえ、わが国鉄鋼界においては 1970 年代後半から再度、連続铸造法導入に関する再トライアルの気運が盛り上がりつつ来る。

即ち、わが国軸受鋼製造業界において、従来より内部偏析が少なく平滑な表面が得られるとの理由から独りソ連流“下注法”を造塊工程に採用していたトップメーカー山陽特殊製鋼は 1982 年、「完全垂直型 3 スtrand・ブルーム[太めの棒鋼を 3 本造り出す]連続铸造機」を設置した。その成功を承け、1980 年代後半より連続铸造法は本邦軸受鋼製造業界に普及することになる。

連続铸造法は一般に従来の分塊圧延法より歩留まりの高い工法として評価されているが、軸受鋼に限れば溶鋼と酸素との接触機会を最小化させ得るため、副次的に鋼材中の酸素含有率低下に寄与する技術である。これと共に、連続铸造法においては共晶炭化物のサイズが分塊圧延法におけるよりも相対的に小さくなるため、これを消失させるための均熱拡散処理に要する時間の短縮が実現された。今日では軸受鋼においても連続铸造比が 50%強に達している。

また、1980 年代後半から転炉+連続铸造によって軸受鋼の一部が量産されるようになり、以後、20%強の軸受鋼が大手銑鋼一貫メーカーの製造する転炉鋼となっている。

なお、脱ガス+連続铸造で酸素含有率は 8ppm 程度まで低下せしめられたが、その後、上図に示唆される通り、真空脱ガス技術の改良、連続铸造法の導入に続き、偏心炉底型電気炉(“スラグフリー出鋼”を実現するため、炉底端部に出鋼口を有する電気炉)の導入、精錬の仕上げ期に当る“還元精錬”を炉外で行い、電力消費を抑えると共に、脱酸・脱硫を徹底的に進め、狙い通りの溶湯成分を得るための炉外精錬法(取鍋精錬炉)の導入、タンディッシュ(“かけせき”：取鍋と連続铸造装置との間に位置する介在物浮遊除去用の中間容器)等、関連技術の総合的改良により、5ppm 程度の高清浄度鋼の量産が可能となった。

更に 1992 年、山陽特殊製鋼と日本精工とは低酸素化に加え、非金属介在物の組成、形状・形態、分布を制御する製鋼技術(SNRP : Sanyo New Refining Process)を共同開発した。それはこの時点までに積み上げられて来た設備技術の体系を統合的に制御する操業技術と形容されるべき技術であった。

SNRP 技術により山陽特殊製鋼は低炭素高清浄度鋼(EP 鋼 : Extremely Purified Steel)の量産に成功した。この低酸素高清浄度鋼製造プロセスにおいては鋼の酸素含有率が 5ppm 以下に抑えられているのみならず、鋼に含まれる非金属介在物の最大径がコントロールされている。これは世界で初めて可能となった画期的技術であった。この SNRP 技術により、我国の軸受鋼ならびにころがり軸受技術は世界の頂点に立つこととなる。軸受鋼のころがり疲れ強さは飛躍的に向上し、それを規定するのは非金属介在物でありその形状ならびに

サイズである、という非常にシンプルな命題がこの国の技術者達の健闘を通じて実証されたワケである²²⁴。

(3)軸受製造工程の革新

二度目の生みの苦しみを経験して再びその歩みを開始した国産ころがり軸受工業ではあったが、復興期、需給関係は俄かには好転せず、同一サイズの輸入品に対してコスト割れに等しい $1/7 \sim 1/10$ の価格で戦いを挑んではいたものの、品質面では一向に太刀打ち出来なかった。当時は国産大手メーカーと言えども製造工程は切削加工中心の古典的段階に留まっており、これが材料面でのハンディと相俟って国産ころがり軸受における低位のコストパフォーマンスを決定付けていた。

そこで次に、復興期から高度成長期の入口にかけてのわが国における狭義のころがり軸受製造工程……即ちころがり軸受工場の内部における技術の状況およびその進歩について瞥見しておこう。そもそも、わが国においてころがり軸受は如何にして製造されていたのか？ころがり軸受が往時、丸棒旋削・内外輪削り出し → 熱処理 → 研削(→ 時にラッピング)という工程を経て製造されていたこと、そしてこれでは多大の加工時間を要し、材料歩留まりも悪かったであろうことについてはほぼ大方の了解があると想われるが、今一步、工程に立ち入ったイメージを掴んでおくことは、この際、無駄ではないと考えられるからである。

先ず、戦時技術の面影をとどめていたと思しき 1940 年代後半におけるころがり軸受製造工程についての一具体例を略記してみよう²²⁵。

軌道輪は切断グラインダー(日本切断機整作製、青砥)または鋸盤による材料切断 → 旋盤による外径粗旋削(日本精機工業所製ベルト掛け 8 尺、センター加工) → “縦ステッキ”即ち突っ切りバイトによる円周溝切り(8 尺旋盤) → “横抜き”即ち端面から突っ切りバイト又は山ギリを用いた旋削による内外輪間への環状溝入れ(8 尺旋盤を用いてはいるが、trepanning : 心残し中割りの応用形態) → 側面旋削 → 内径旋削 → 外径仕上げ旋削 → 総形バイトで面取り(6 尺旋盤) → “内外横抜き”即ち横抜きによる内外輪の切り離し(8 尺旋盤) → 内(外)輪外(内)径旋削 → 外輪面取り → 外輪転動面旋削 → 外輪刻印(ベルト掛けプレス)、内輪転動面粗旋削 → 内輪ツバ旋削(円錐コロ軸受の場合のみ、6 尺旋盤) → 内輪面取り → 内輪ヌスミ旋削(円錐コロ軸受の場合のみ) → 内輪転動面仕上げ旋削 → 内外輪油焼入れ → 内外輪側面研削(ブランチャード製および内製堅型平面研削盤) → 外輪外径研削(6 ~ 8 個串刺し、大日本兵器製万能研削盤) → 内外輪転動面研削(玉軸受の場合、軌道研削盤。円錐コロ軸受の場合、日東工業製カッターグラインダー) → 内輪ツバ研削(円錐コロ軸受の場合のみ、内製カッターグラインダー) → ラ

²²⁴ 同様の高纯净度鋼は軸受鋼自給体制を有するメーカーによっても開発されている。高纯净度軸受鋼開発に係わる一般的経過と光洋精工における工程技術の一端については大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』23~25 頁に要領良くまとめられている。

²²⁵ 労働省職業安定局『職務解説 第八十四輯 軸受製造業』1950 年、参照。

ッピング、の順に加工が進み、組立へと回された。

この同一棒材から内外輪を切出す製造法は内外輪の品質的相同性が保証される点では優れていたが、旋盤を用いて切り粉ばかり出す工程であるから、その材料歩留まりは約 30% と、恐ろしく低い値に留まった。

また、上の「内外輪油焼入れ」なる機械加工後の熱処理工程は、10～30 分かけて 830～850℃まで加熱し、冷却は水ではなく油焼入れする、というモノであった。油焼入れの特性を活かして焼戻しは省略されていた。加熱炉の熱源は石炭であったが、電気炉も存在はしたらしい。また、素材たる棒鋼に鉄鋼メーカーでどのような熱処理が施されていたのかについては不明とせざるを得ない。

コロの製造は棒材からの旋削((タレット自動旋盤、外径、端面)・切断 → 焼入れ → 焼戻し → 外径研削(センタレス・グラインダー) → 端面研磨機による端面研磨 → 転磨(バレル研磨) → 寸法検査、の順に進められた。バレル研磨は堅型転磨機にコロと鋸屑を同量入れて約 1 時間攪拌して油気を除去し、更に横型転磨機にコロとその半量の鋼球、および屑皮を入れて約 8 時間攪拌するというかなり辛気臭い工程であった。円筒コロでも円錐コロでも同様の気の長い工程を経たと思われる。

なお、日本精工が導入したセンタレス円筒研削盤(ハイム)や円筒コロの両端面を同時研削する対向 2 軸研削盤(ハンチェット)、センタレス・外面ラップ盤(シンシナチ)といった機械は強力な助っ人であったが、同社が 1934 年に転換した球状の大端面を有する SKF タイプの円錐コロの当該部研削は平面砥石を送って行く創成方式で研削されねばならなかった²²⁶。

遺憾ながらこの『職務解説 第八十四輯 軸受製造業』なる文献に鋼球の製造工程に関する記述は皆無なのであるが、わが国の近代的鋼球およびコロ製造工程は 1925 年、日本精工が「SKF の好意によりスウェーデンからリジョッピング社のヘッダ・ヤスリ盤・鋼球粗研削盤・焼入れ回転炉・鋼球精密研削盤・タンブラ・鋼球の寸法選別機など」の設備機械一式を輸入したところから始まっている。ヘッダとは一種の線材切断 → 冷間鍛造機であり、ヤスリ盤とは 2 枚の円盤やすりを正対・相対運動させるモノ、鋼球粗研削盤とは逆回転する同心円溝つき円盤砥石を正対させるモノ、焼入れ回転炉とは炉心にスクリーコンベアを有する自動水焼入れ装置、タンブラとはバレル転磨機であるが、ライム(石灰)砥料となめし革を用いる当時の転磨工程には実に 100 時間(!)を要したという²²⁷。

保持器については円錐コロ軸受の保持器についての記述がなく、玉軸受の波型保持器のエキセントリック・プレスによる内抜き・成形についてのみ、若干の紹介がなされている。プレスは 24 台在り、金型も旋盤、ボール盤、形削り盤等を用いて内製されていたというが、円錐コロ軸受用保持器が購入品であったという可能性が無い訳ではない。

組立が終われば製品は検査 → 洗浄 → グリース入れ → 包装に送られ、ここで工程は

²²⁶ 『日本精工五十年史』412～413 頁、参照。

²²⁷ 同上書、410 頁、参照。

完結した。

以上の記述は光洋精工国分工場での聴き取りによるもので、同社製品の場合、円錐コロ軸受の内輪ツバは **Timken** 流の円錐面であり、片刃バイト、カッターグラインダーで工作がなされた。ここが球面であれば、総形バイト、総形砥石で加工されたと思われる。

続いて生産性や検査法の充実という点で若干これより進歩した 1950 年代後半の大手メーカー、恐らく東洋ベアリングないし光洋精工におけるモノと推定される玉軸受製造工程について瞥見してみよう²²⁸。

内外輪は相変わらず旋盤による軸受鋼丸棒の切断に始まり、一端へのセンタードリルによる芯揉 → 外径粗削り → 両端面削り → 数箇所突切りによる切込み入れ(例えば3箇所突切って4つの厚い円板を串刺しにしたようなモノを作る。上の「縦ステッキ」を複数化した工程) → センタードリルによる剥抜きで芯を端から除去し、順次、各円環を分離 → 内径仕上げ → 外径仕上げ → 端面1内外面取り → 端面2内外面取り → 片側端面からの軸方向突切りによる内外輪分離(上の「横抜き」に同じ) → 内(外)輪外(内)径仕上げ → 内(外)輪外(内)面1面取り → 内(外)輪外(内)面2面取り → 内外面溝加工 によって作られ、挽物検査を経て内輪端面には型番が、外輪端面には製造所マークが刻印された。

続いて重油ないし電気炉を用いて熱処理が、予熱 → 加熱 → 冷却 → 焼戻し、の順に実施され、終了後、ワークは熱応力除去のために暫く放置された。

その後、ワークは研削工程に送られ、内外輪両端面研削 → 検査 → 内外輪外径粗研削 → 内輪は外径研削 → 内径粗研削 → 内径仕上げ研削 → 内径検査を経て、外輪は外径粗研削 → 外径仕上げ研削 → 外径検査を経て、溝粗研削 → 溝仕上げ研削 → 溝研磨で機械加工を終えた。

鋼球は軸受鋼の線材(直径1 inを超えるものは棒材)を当時、目玉とも言うべき存在であった輸入鍛圧機械の一種、球体形成機(cold header)にかけて切断と球体粗成形(冷間鍛造)を2段階で行い、出来た加工物を2枚のやすりの間に挟んで転がすやすり盤によってバリ取した後、研磨機による粗研磨 → 焼入 → 焼戻 → 精研磨 → ラッピング の順で仕上げられた。熱処理には時として高周波誘導炉が採用されていた。研磨工程は全てバレル研磨で、タル型研磨機(tumbling barrel)を用いて延々と行われた。

保持器はプレス保持器と呼ばれる物で、幅の広い磨き帯鋼の波打ちを矯正し、切断 → 案内抜き(内径抜き) → 外径抜き → 波押し → 成型 → かしめ鉋穴抜き → 検査 → バレル研磨 の工程を経て製造された。

組立は内外輪および鋼球の寸法を精密測定し、それらを仕上がり寸法の微妙な差に応じて適切なラジアル隙間が得られるように選択し(選択組合せ)、外輪溝に鋼球を片寄せて並べた後、外輪を僅かに弾性変形させながら内輪を嵌込み、保持器を両側面からあてがい、鉋

²²⁸ 大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』(経研資料 No.166)、40~44 頁参照。

を通してプレスでかしめ、完成品に至った。

1940年代末期の工程にしても、'50年代後半のそれにしても、何やら時代がかっていて、こんな工程から真つ当なころがり軸受が出来たのか、と訝られてならない。少なくとも製品の、従ってまた産業としてのコストパフォーマンスの悪さだけは容易に理解されよう。

果たせるかな赤岡 純の言によれば「日本転り軸受工業の欠陥」は、独自技術の欠如、基礎データの蓄積の欠如、理論体系・設計方式の未確立、意力と勇気の欠如、材料・軸受・潤滑油規格の退嬰性・不備、材料・熱処理・潤滑の重要性に関する認識の甘さ、製品品質の不均一性、軸受の使用状況に対する軸受メーカーの現状把握の低級性、取付・調整・保守についての軸受メーカーの認識不足、工作機械の立ち遅れ、検査・測定機器/設備の劣勢、研究陣の冷遇、メーカーと関係各方面との連絡協力不十分、等々であった。要するに、何から何まで全部駄目、ということである²²⁹。

しかし、そうした状況の克服を目指し、メーカー並びに需要者においては血の滲む努力が続けられた。

設備合理化を急ぐ 1950年代のわが国ころがり軸受工業界において一般に行われるようになった新しい内外輪製造工程は：丸棒 → 熱間鍛造 [アプセット・ローリング：リング状に成形・切断] → 多軸自動旋盤による旋削、ないし：厚板プレス打抜き → 熱間鍛造 → 荒旋削、から焼ならし(焼準：均質化) → 焼なまし(焼鈍：軟化) → 仕上げ旋削 → 刻印 → 焼入(硬化) → 焼戻し(靱性付与、残留応力解放) → 研削 → 研磨、という諸段階によって構成された²³⁰。

内外輪製造工程におけるプレスロール法(上のアプセット・ローリングに近い鍛圧技術)の利用は東洋ベアリング、日本精工、光洋精工他においては既に 1941 年頃から研究されており、バッシェル式鋼管製造法(光洋)、ワグナー・アジャックス自動鍛造機(不二越)等も試用されていた。しかし、敗戦によりこうした技術は開花に至らず、'50 年代に至って漸く塑性加工技術の実用化を見た²³¹。

アプセット・ローリング法に拠れば旋削工程における材料歩留まりが 60%にまで高められ、合わせて鍛錬効果により材料に靱性、耐摩耗性が付与され、軸受寿命の倍化が可能になったと伝えられている。

厚板からドーナツ状のリングを打ち抜き、これを鍛造成形する鋼板プレス法はこれらに

²²⁹ 赤岡 純「転り軸受工業の在り方」(『日本機械学会誌』第 53 巻第 379 号、1950 年 8 月)、参照。

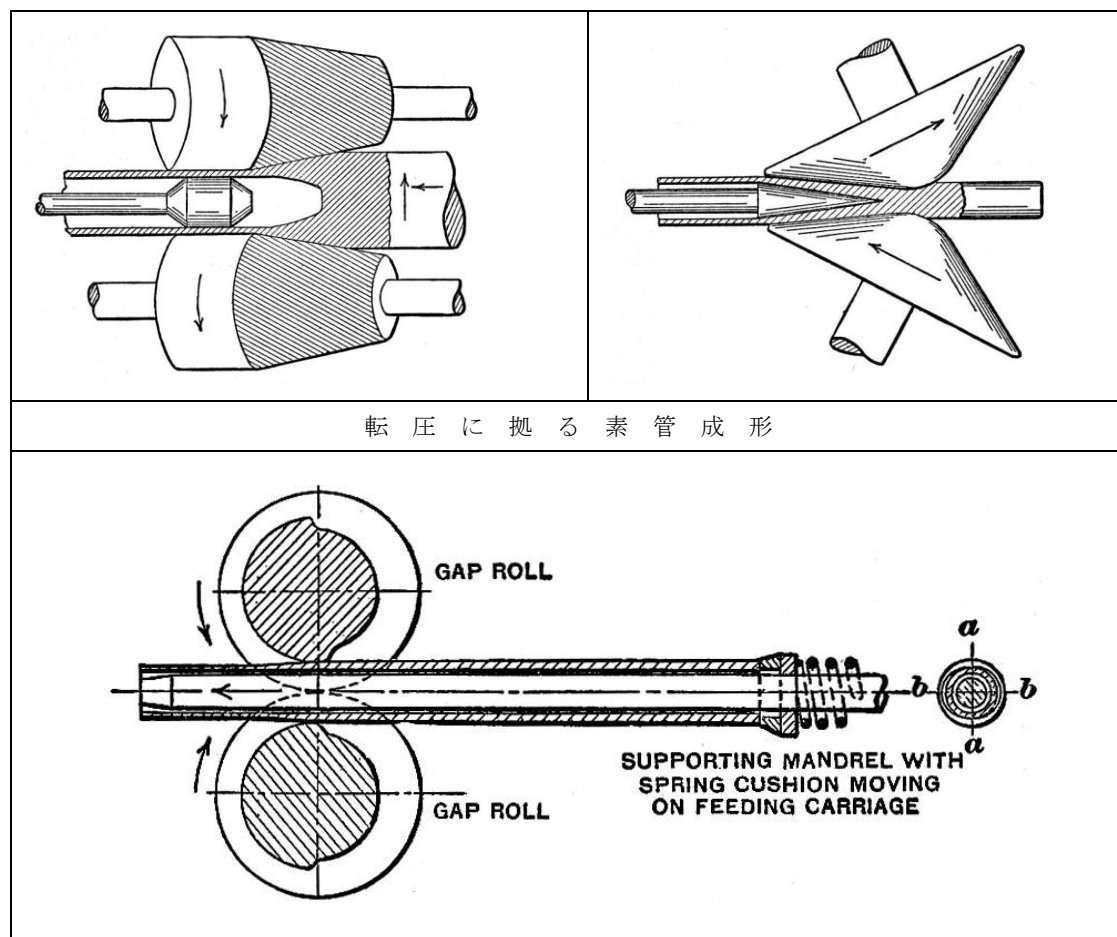
²³⁰ 大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』(経研資料 No.166)、60~79 頁参照。

²³¹ 『日本精工五十年史』403~404 頁によれば、同社は 1941 年に「ローリングミル」に関する特許を取得した。工程は 50mm の丸棒素材れを弓鋸盤で切断し、赤熱、プレスで 20~25 mm の穿孔、「矢」を通して拡孔したものをこのローリングミルにかけて転造する。加工物の外径は約 65mm であったが、ローリングミルは「譽」航空発動機の鋼製クランクケース転造にも活躍した住友金属工業の鉄道車輛用タイヤ転造機と同じような仕

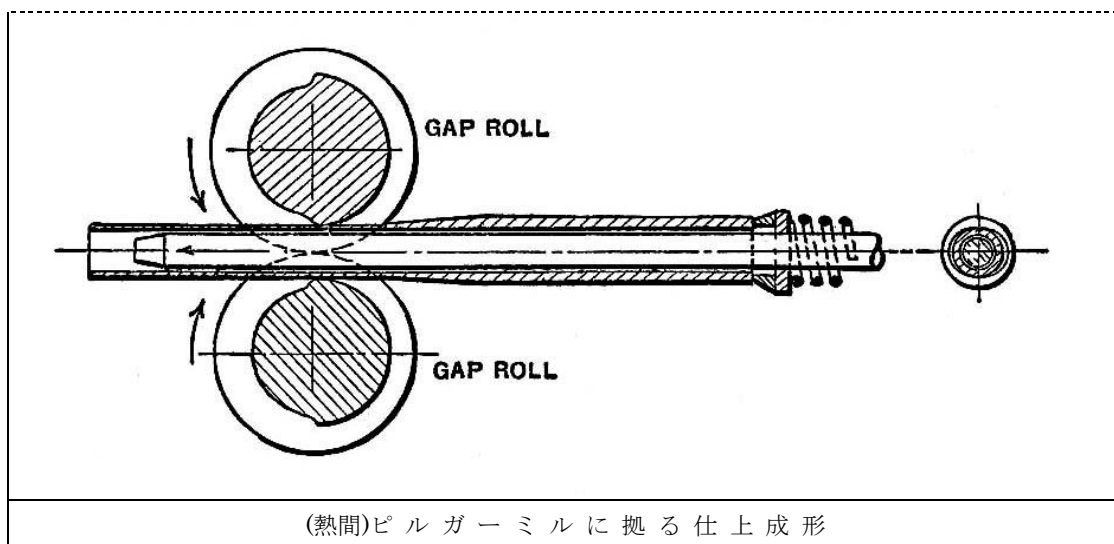
比べればやや特殊で、鋼材からの一貫生産体制を有する不二越鋼材のみで実施された。

アップセット・ローリング法を超える汎用性の高い技術がパイプ材の利用であった。欧米では既に戦前からマンネスマン穿孔法(図 8-3)等によって製造された継目無鋼管がころがり軸受材料として全面的に用いられていたが、国産熱間押出鋼管は上述の通り、漸く 1960 年以降、従前の品質問題の克服により普及し始めた。この素材は棒材の場合と同様、直接、機械加工が可能であったが、アップセット・ローリング法を更に凌ぐレベルの材料歩留まりを実現し、以後、標準的なころがり軸受軌道輪製造技術となった。

図 8-3 マンネスマン穿孔法の原理



掛けであった。



Machinery's Encyclopedia. 1929 ed. Vol.VI, p.334 Fig.2, Fig.3, p.335 Fig.6, Fig.7.

参考までに 1958 年 2 月 21 日、『日刊工業新聞』紙上に公表された 3 工法の材料歩留まり、加工費、加工時間比較を表 8-1 として再掲しておく。蛇足めくが、ここに品質の問題は反映されていない訳である。

表 8-1 原材料別内外輪の多軸自動旋盤による加工比較(1958 年)

項目	標準品 6204 番(単列深溝玉軸受、外径 47mm、内径 20mm、幅 14mm) 1 個当り			
	棒材	パイプ材	鋼板プレス	アプセッター
原材料(g)／比率	280(100)	160(57.1)	181(64.6)	鋼板プレス と略々同じ
費用(円)／比率	33.60(100)	26.80(79.7)	21.70(64.6)	
加工時間(分)／比率	0.12(100)	0.02(16.7)	0.03(25.0)	

大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』(経研資料 No.166)、67 頁、第 44 表。

もっとも、1957 年上半期における国内完成品ころがり軸受メーカーにおける使用材料比率は棒材が 62.0%(対前年比 - 16.3%)、アプセットおよび鋼板が 33.0%(同、+13.7%)、パイプ材は 5.0%(同、+2.6%)、と圧倒的に棒材中心で、1960 年代に主流となるパイプ材へのシフトは萌芽状態として観察されるに過ぎなかった。

1950 年代初期の Timken においてはマンネスマン穿孔機によって造り出された素管を製品の肉厚・用途別にプラグ・ミル(必要に応じて絞り仕上げ)とアッセル・ミルで加工していたことが知られている。

1970 年には、山陽特殊製鋼においてもこの穿孔素管圧延装置、アッセル・ミルが導入された。アッセル・ミルは上述の通り、Timken の技師、Walter Assel によって 1930 年代に

開発された装置であるが、その本格的普及は世界的にも戦後の事蹟に属する²³²。

また、1961 年ごろからわが国においても鋼管の肉厚と直径を減少させる冷間圧伸機(コールドピルガー・ミル: Tube Reducing 社[米]により 1931 年に開発)や冷間引抜機といった設備の導入が進み、トップメーカー山陽特殊製鋼においては様々なサイズの軸受用鋼管に対するニーズに応え得る、そして現時点においても第一線にある塑性加工技術の体系が構築された²³³。

パイプ材が王座を占めるに至った'60 年代後半、日本精工は輪切りにしたパイプ材をローリングにより成形する工法を、更に'60 年代末期にはパイプ材をローリングし切断する「転造突切り盤」を開発、更なる生産性向上を実現した²³⁴。

何れの工法による素材ないし粗形材から製造されようと、ワークが機械加工、熱処理、研削、研磨に回される点は従来工法同様であったが、この機械加工工程においても著しい進歩が画された。日本精工においては既に 1938 年に電動機直結の小型旋盤の導入を見ているが、大手 3 社においてはこの頃、ベルト掛け旋盤がほぼ直結式に全面代替された。主要 5 社においては普通旋盤の約半数が自動旋盤に代替された。

自動旋盤の陣容も単軸(ワーナー、日立精機)にとどまらず 4 軸、6 軸から 8 軸までの輸入・国産模倣多軸旋盤(ウィックマン、コーン、三菱造船、広機)が導入された。パイプ材を多軸自動旋盤にかける前の黒皮剥きには従来の普通旋盤に対して加工工数-60%、加工能率+300%を誇るバターニング・マシン(カイザリング社 材料送り、工具回転)等が導入された。これらの多くは日本精工あたりでは既に 1939 年の時点での導入実績が記録されていた機械ではあるが、戦後は多軸化、多刃化、大馬力化が一層進み、旋削加工の能率は飛躍的に向上せしめられた²³⁵。

もっとも、'50 年代末期、従来の普通旋盤に対して加工工数-80%、加工能率+500%を誇った 6 軸自動旋盤を以ってしても 6204 番単列深溝玉軸受(外径 47、内径 20、幅 14)1 個当たり旋削加工費は大手メーカーでは約 33 円についた。これに対して普通旋盤を以ってする下請け業者における加工費は 15~16 円であった。下請けにおける低賃金が機械の性能差を超える競争力を発揮せしめていた訳である。軌道輪は後の研削工程で精度を造り込むワークであるだけに、大手メーカーにおいても加工単価低減を狙って下請けを活用する場
合が散見された²³⁶。

²³² 井上『継目無し鋼管の製造』57~59 頁、今井『パイプづくりの歴史』240~244 頁、参照。

²³³ コールド・ピルガー・ミルについても井上、同上書、94~101 頁、参照。

²³⁴ 『日本精工六十年史』213~214 頁、概説的には又、『ベアリング〈東洋ベアリング〉』25~33 頁、参照。

²³⁵ 『日本精工五十年史』404 頁、参照。広機とは海軍呉工廠跡に進出した川南工業(長崎)によって設立され、翌年から東洋製罐により支援された広造機(株)のことかと思われる。同社は 1973 年、日本水力工業と合併し、新日本造機(株)となって今日に至る。

²³⁶ 大阪府立商工経済研究所前掲『機械工業の実態調査(ベアリング)』、45~48 頁、参照。

熱処理工程においては日本精工が焼入れと焼戻しの連続化に先鞭をつけ、設備面では自動化、連続化が容易で材料表面に黒皮を生じない電気式の自動焼入れ・焼戻し炉(リンドバーク社製等)が従来の石炭炉、重油炉に代って主流となった²³⁷。

Timken の得意技、浸炭は国産ころがり軸受の一部にも 1920 年代から導入されていたが、戦後、その適用範囲の拡大をみたことについては既に触れた通りである。

研削、研磨工程においては従来の輸入軸受専用研削盤をベースとする技術体系に彫琢が加えられた他、センタレス研削盤(ヒールド、シンシナチ、ハーディックス、東洋工業、日平、広機他)、ホーニング盤(マイクロホーニング製、富士精機)、検査機能を合体せしめられたオートメーション・ユニット式の溝研磨盤(ヒールド)等が、またマイクロセントリックと称する内輪溝用、とりわけ円錐コロ軸受においては転動面とツバ案内面を同時研削する機能を有する自動化機器(シンシナチ)が輸入された。かつヒールドのシュータイプ全自動センタレス研削盤に関しては通産省の 1954 年度工業化試験補助金の交付を受けた開発がなされた²³⁸。

熱処理、研削後の転動面に対しては従来、余程、高精度が求められるモノ以外においてはサンドペーパーがけ程度の仕上げを施す位が関の山であったが、後述されるように鏡面に近い仕上りが得られる“超仕上げ”が施されるようにもなった。これに用いられるスーパー・フィニッシャーにおいて、大手企業は多くを輸入品(ギョルト、サフィナー)に、中小メーカーは多くを国産品(不二越、日平、丸新機械、広機、大阪工作製他)に頼るといった大雑把な棲み分けが観察されている。転動面の超仕上げにより国産ころがり軸受の音響特性は大いに改善された。1958 年、当時、厚い氷に閉ざされていた北極海の潜行横断に世界で初めて成功したアメリカ海軍の原子力潜水艦ノーチラス号の主電動機軸受には初めて輸出された国産玉軸受が採用され、その静粛性に高い評価を受けた。

戦後、1 台で鋼球製造の全工程をこなすヨハンガイス社製ボール製造機といった設備が一部で導入された、との記述も見られるが、一般的に鋼球は球体形成機を出た粗形材をやすり盤(直径の大きな鋼球に対してはプラス粗研磨)にかけた後、半径方向の出入り溝を共有する同心円状の多数の溝が切られた鋼製固定円板に円板砥石の側面を正対させ、後者の回転により鋼球粗形材を溝に引き込み、研削しつつ送り、排出・再投入を繰返す鋼球研磨機によって“生研磨”を行い、熱処理後、鋼球研磨機による 10~20 時間かけた“精密研磨”→ ラッピング → 検査、という工程に切替えられた。

1950 年代はじめ、日本精工が先鞭をつけたバレル転磨からラッピングへの転換によって鋼球の加工時間が短縮された上、寸法選別は不要となり、鋼球寸法選別機は全廃された。

'60 年代の新たな技術としては従前の鋼球研磨機に代わるフラッシング工法が導入された。これはやすり盤と生研磨を一気同時に行う技術で、逆回転ないし片方固定、片方回転の強靱铸铁製円盤 2 枚で多数の鋼球を挟み、研削する。このフラッシング・マシンは現在も

²³⁷ 『日本精工五十年史』405 頁、参照。

²³⁸ 同上書、406~409 頁、参照。

引き続き用いられている²³⁹。

コロの製造は永らく旋削 → 熱処理 → 外周研削 → 端面研削 → 外周ラッピングによってなされて来た。円錐コロの製造においては戦後漸く、冷間鍛造が実用化された。また、研削工程は連続・流れ作業化され、軌道輪同様、1952 年にはセンタレス超仕上げ盤(サフィナ)が導入されている²⁴⁰。

保持器の生産は大手一貫メーカーでも行われて来たが、量的には大半が 1906 年創業、1925 年斯界参入の高井精器、1924 年創業の中西金属工業から 1954 年創業の新興、飯常製作所、'56 年創業の富士製作所等に至る数社の専門部品メーカー群に委ねられて来た。高井精器は歴史的に日本精工との結びつきが強く、中西金属工業は今日、国産大手 4 社はもとより、SKF、Timken、INA-Schaeffler KG(独)等に保持器を納入するまでに業容を拡大している。有力な保持器メーカーにおいては'60 年代を睨み、ダイイングマシンと称する 700~750 万円もする一種のトランスファ・プレスを 250 万円ほどにつく金型共々輸入する形で合理化が進められた。然しながら、ころがり軸受は多品種少量生産品目であり、同一型番であっても完成品メーカーごとに設計が微妙に異なるため、この種の自動装置産業化はよほどの体力が無ければ展開出来ない状況にあった。

最終組立工程においてはスポット溶接の導入によってリベットを排除した保持器が開発され、工数低減、組立精度向上、強度アップ、音響低下、寿命延長がもたらされた。しかし結局、このタイプの保持器が主流となることはなく、従来のリベット止めの二体形保持器がしぶとく生き残った。このリベット結合の合せ保持器においては「かしめ」の自動プレス化が進展した。

組立がコンベアを装備した恒温・恒湿・防塵の専用工場で行われるようになったのもこの頃である。また、1951 年に GE から市販されて以来、各方面への普及が始まった超音波洗浄機を軸受製造の分野で活用するため、日本精工は 1953 年、開発に着手し、1955 年には軌道輪製造ラインへの初投入に漕ぎ着け、以後、順次その適用領域を広げて行った。従来の吹付洗浄、ブラッシュ洗浄、トリクレン蒸気洗浄、液体中での振揺洗浄及び手洗いを超音波洗浄に置き換えたことにより、製品の清浄化と作業時間の短縮が得られ、前者の直接的帰結として小形玉軸受における軸受起動摩擦トルクは吹付洗浄品と比べて 15%も減少し、回転騒音(ホン)も 10%以上低下した²⁴¹。

国内大手ころがり軸受メーカーの生産工程は'60 年代を迎える頃、漸く実質的“近代化”の域に達した。それ以降は他の機械工業一般と同様、この分野においても設備の大型化、自動化、専用化、多軸化、NC 化、コンピュータ制御といった事態が昂進して行くことに

²³⁹ 日本精工 藤沢工場「ベアリング」(『図説 日本産業大系』第 2 巻、1961 年、産業教育協会、所収)、中野幸久『ころがり軸受』日刊工業新聞社、1963 年、221~230 頁、参照。

²⁴⁰ 『日本精工五十年史』410~413 頁、参照。

²⁴¹ 金井修次「ベアリングの超音波洗浄」(マシナリー編集部前掲『軸受』[1964 年]、所収)、『日本精工五十年史』415 頁、参照。

なる。これらの工程業術革新の多くは、軸受用鋼の清浄度改善と同様の意味においてころがり軸受性能改善に寄与するものではなかったが、そのコストパフォーマンス向上には大きく貢献した。

(4)軸受工学の進歩

この辺りで戦後間もない頃から'60年代までのわが国における軸受工学研究の進展の中で先行諸節において十分触れられなかった点に目を向けてみよう。

転動疲れ現象の解明に関する研究については赤岡前掲「ころがり軸受の寿命」、赤岡 純「軸受の摩擦、摩耗に関する展望」や内海前掲「ころがり疲れ摩耗」(何れも『潤滑』第5巻 第3号、1960年)にそれぞれ応用的並びに歯車に係わる基礎研究と対照した基礎的観点から紹介されている。

赤岡自身による応用研究としては、直接的にはレールと車輪との関係をテーマとする研究であるが、ころがり軸受と通底した現象を扱ったものとして、赤岡 純・平沢弘太郎「すべりを伴うころがり接触下の疲れ現象」(『日本機械学会誌』第61巻 第472号、1958年5月)があり、摩耗の影響を捨象してなされたこの実験を補完するため、摩耗の進行自体を対象として進められた実験報告、同「すべりを伴うころがり接触下の摩耗」(『潤滑』第5巻 第1号、1960年)が挙げられる。

内海竜夫・岡本純三「軸受鋼の転動疲れにおける表面アラサの影響」(『潤滑』第5巻 第5号、1960年)はころがり疲れ摩耗に対する表面粗さの影響をSKF 軸受鋼パイプ材(D=56mm, d=36mm)から切出し、熱処理、研削、超仕上げを施して得たJIS精密級の精度を有する針状コロ(3mmφ×18mm)を用いて確認した実験報告である。試験片は仕上程度の異なる軸受鋼(焼入)製直径120mmの円盤3枚(表面うねりを伴う研削、超仕上げ、超仕上げ・ペーパーラップ)に挟まれ、その一つにより駆動され、他の二つを駆動した。但し、被動側の円盤1枚は2重になっており他の2枚と接触面を共有しないから、試験片の疲労は1回転につき2度、円盤と接触する部分について観察された。試験片表面の疲労剥離(flaking)は接触音の変化により検出された。

この実験により表面粗さがある程度、寿命と相関することなどが確認され、超仕上げの有用性が証明されている。

加工物を回転させておき、その表面に粒度の細かい油砥石を軽く押し当て、高速で横振動させつつ軸方向に低速送りを繰り返し、鏡面に近い仕上げ面を得る超仕上げは1935年、クライスラー社によって創案された。それは貨車輸送により新車のハブベアリング軌道面に生じたフレッチング摩耗対策の一環であった。Timken においては翌年、専用加工機が開発されている。'41年には円錐コロ軸受外輪転動面の超仕上げに関するアメリカ特許も認められている。

軌道輪転動面やコロ、工作機械の主軸、内燃機関のクランク軸、カム軸、ピストンピン等に対する超仕上のメリットは戦前期、アメリカで明らかにされていた。しかし、その普

及の足取りは思うに任せぬ状況が続いていた。これは何れの用途に対しても、その専用加工機に生産性の点で足らざるところがあったからである。

工業技術院機械試験所名古屋支所においては金子鍊造技官により、1951年という早い時期に、玉軸受軌道輪転動面の超仕上げ装置が開発されていた)。日本精工は金子の特許の実施件を取得し、1952年より玉軸受溝の製造工程を全面的に超仕上げ化した²⁴²。

それにしても、笑えないのは試験片の80倍の寿命を有すべき円盤が、案外早く……「強いものでも40本、弱いものでは1本の試験片より早く」参ってしまった点である。この点について、“円盤が試験片よりも大きな棒材から切出されたため、鍛圧比が不足していた。高鍛圧比材料を用いたところ、円盤の寿命は向上し、云々”という著者たちの弁明には遺憾ながら一片のデータも添えられておらず、要点を押えた記述は見出されない。恐らく、敢えてそうしたのは、工業技術院機械試験所技師という立場上、正面切って鋼材の品質格差を云々し辛かったからであろう。

黒田昌夫(NTN)「軸受鋼の転動疲れはく離の機構」(『日本機械学会論文集』第26巻第169号、1960年)、「ころがり疲れの機構」(『潤滑』第5巻第6号、1960年)は試験片を用いた実験によって、せん断応力→内部の針状腐食→硬い非金属介在物を基点とする疲れクラックの内部から表面への、転動方向・逆転動方向への進行→疲れ剥離、という破壊機構を解明した実験報告であるが、内海らの報告に反する「転動面の仕上げを変えても平均寿命に著しい相違はなかった」という一結論が目を引く。

黒田の報告に対しては、疲れクラックの基点は主として炭化物と^き基地との境界面ではないか(上野)、低い応力の場合には転動疲れ剥離の生成機構、表面粗さの影響は異なるのではないか(NACHI 藤井 尚)、ころがり疲れには表面の摩擦力に起因する微小な(浅い)ピッチングを多数生ずるタイプのものも有るのではないか(日本海事協会技術研究所 星野次郎)、転動疲れクラックの生成部位は深浅マチマチで、進行方向も表面に向うもの、内部に向うもの、水平(表面下、転走方向及び逆転送走方向)、と多様である、但し、逆転走方向への進行は中炭素鋼を用いた実験では起きなかった、これをどのように解釈すべきと考えるか、又、転動ころがり疲れ現象は複雑多様であり、非金属介在物が疲れクラックの起点となるのは例外的事象ではないか(赤岡)、浸炭層と母材との境界面に拡散処理を施した浸炭鋼を用いることは転動疲れ寿命延長に効果が期待されるのではないか、疲れクラックの起点として硬い非金属介在物が有するウェイトはそれほど高くはないのではないか(小野)、転動疲れ剥離に対して表面に圧縮残留応力を生ずる浸炭が有効であるとの実験結果もある、圧痕の部分から剥離は生じないという実験結果もある、マクロ的な残留応力とミクロ的応力とが転動疲れ剥離

²⁴² 金子鍊造・山田国男「玉軸受走路面の超仕上について」(『機械の研究』第3巻第5号、1951年)、参照。超仕上一般については松下武幸「スーパーフィニッシング(超仕上工作)クランクシャフト用専用機の試み」(『いすゞ技報』第24号、1957年4月)、『日本精工五十年史』409~410頁、参照。松下は独学、叩き上げの技術者で、1949年以来、超仕上げ他に関して4件の特許を取得し、'56年には従前の発明に関して黄綬褒章を受章している。

に対していかに影響するかについての見解を伺いたい(服部)、等の意見、質問が寄せられた。

これに対して黒田は現象の多様性、研究の余地が多分に残されている点を留保しつつ、
＜炭化物と^{きぢ}基地との境界面は相互溶解度が高く、応力集中が生じ難いため、クラックの基点とは成り難いのではないか＞、＜もし炭化物がクラックの基点となるならば、軸受鋼の転動疲れ寿命の甚だしいバラツキは説明出来ない＞、＜弾性範囲であれば応力が小さくても疲れ発生機構に本質的相違はないのではないか＞、＜仮令ある断面を調べてクラックの基点に非金属介在物の存在が認められずともクラックが相当な広がりをも有する現象であるが故に少し離れた所の断面を取ればこれを発見出来るケースも多いと考えられる＞、＜軸受鋼表面に母材との硬さ勾配が緩やかになるような高周波焼入を施したものについての実験では境界面にクラックも走らず疲労強度も向上するという実験結果を得ている＞、＜自分はミクロ的応力という言葉で焼入などによる内部応力の意味で用いているので、圧痕のような局所的塑性変形による残留応力はマクロ的残留応力の局所的変化と考えたい＞、などと応えている²⁴³。

その後になされた技術ならびに工学的認識の大いなる進歩発展と実務的課題の克服状況については製鋼技術との関連において先に瞥見した通りである。現在では上述した高清晰度軸受鋼開発の結果として古典理論に云う内部起点フレーキングではなく、転動面への硬い固形異物噛み込みによる圧痕を基点とする表面亀裂こそがころがり軸受転動面における疲れ損傷の主因と看做される状況に到っている²⁴⁴。

潤滑理論についてもこの間、大きな進展が見られた。玉軸受の場合とは異なり、コロ軸受においてはコロと軌道輪との接触が流体潤滑となることは古くから知られていたが、1950年代後半には円筒コロ軸受を対象とし、滑りを考慮に入れた流体潤滑理論が内外で提唱され、'60年代に入ると油膜の圧力による転動体、軌道輪の弾性変形を視野に収めた上述の弾性流体潤滑(EHL)理論が確立した。

赤岡前掲「軸受の摩擦、摩耗に関する展望」はタイトル通りの研究展望であるが、その視野は実務寄りである。他方、同じ雑誌の同じ号に掲載された笹田直「摩擦、摩耗に関する最近の基礎研究」(『潤滑』第5巻 第3号、1960年)は理論志向の、赤岡論文とは全く対照的な研究展望である。時期的制約から「ミクロスケールにおける流体潤滑」「油の……液体的性質」への注意を喚起する、歴史的には弾性流体潤滑理論へのキロポストをなしたであろう内外の基礎研究成果に対して警戒的な態度が表明されてはいるが、笹田の文章からはトライボロジという言葉が未だ用いられていなかった時代に、摩擦と潤滑に係わる科学的探究を「青銅器時代」から「鉄器時代」に推転させようと努めていた工学者の気位が伝わって来る。

尚、この弾性流体潤滑理論はコンピュータを用いた数値計算による解法によって有効な

²⁴³ 「討論——ころがり疲れ機構」(『潤滑』第5巻 第6号、1960年)、参照。

²⁴⁴ 『ころがり軸受実用ハンドブック』40、140~141頁、参照。

開発ツールとなり、'60 年代末期にはこれに依拠した非接触軸受がアポロ計画の一環として開発されるに至る²⁴⁵。

潤滑と摩耗についてみれば、潤滑剤そのものの研究は勿論、潤滑不良状態下における摩耗、保持器の摩耗、嵌合面の摩耗(クリープとフレッチング)、固形異物浸入による摩耗、化学摩耗、電蝕、転動体と軌道輪との間に生ずるフレッチング、オイルシールの摩耗等の現象が盛んに研究された。

服部「ころがり軸受の摩耗(1)(2)」(『機械の研究』第 10 巻 第 3、4 号、1958 年)はころがり摩擦の発生機構や関連する諸要因及びころがり軸受における滑り摩擦に関する研究展望であるが、SKF の技術者が提唱する法線力のみが作用する点接触条件下におけるころがり疲れ発生の理論が優秀な SKF 材のみに妥当し、国産鋼材には適用され難い点を明らかにした研究の紹介など、歴史的にも興味深い内容が含まれている。

嵌合面の摩耗については赤岡前掲「衝撃荷重を受ける転り軸受の嵌合」、参照。

フレッチングに関する研究の進展については潤滑条件に焦点を当ててなされた笹田直の実験報告「点接触の Fretting Corrosion」(『NSK Nearing Journal』No.611 1959)、フレッチングの生成機構を軸受の構造に即して原理的に解明した青木三策・古川功「ころがり接触における軸受鋼の Fretting」(『潤滑』第 5 巻第 1 号、1960 年)、青木三策・藤原孝誌・古川功「ころがり接触における軸受鋼のフレッチング」(同、第 6 巻第 1 号、1961 年)をはじめ多くの研究が発表された。笹田前掲「摩擦、摩耗に関する最近の基礎研究」にもその一端が紹介されている。

潤滑油中の異物の影響に関する研究展望としては赤岡 純「潤滑に及ぼす異物の影響とろ過に関する展望」(『日本機械学会誌』第 61 巻 第 478 号、1958 年 11 月)がある。

潤滑法全般については赤岡「潤滑法」(同誌、第 62 巻 第 482 号、1959 年 3 月)に手際よくまとめられている。なお、オイルシールについては別途、後述したい。

ころがり軸受につき物のグリースについても多くの実験報告が公にされた。浦川倍蔵「グリースの潤滑性能(1)(2)」(『機械の研究』第 3 巻 第 10、11 号、1951 年)においては、グリースの耐圧性(油膜破壊限度)について、この頃から従前の Timken 式等に代り、わが国の曾田式もその一つである「4 球式耐圧試験機」を用いた実験が内外で盛行し、グリースの性能評価に進歩が画されたことが紹介されている。

森内昭夫「車軸用コロ軸受に使用した潤滑グリースの特性」(『潤滑』第 4 巻 第 6 号、1959 年)は 4 列円筒コロ軸受と単列玉軸受、皿バネを組合せた国鉄の特急電車 1 両 8 個、の車軸軸受に 3 種類のグリース(Na-石鹼グリース 2 銘柄、Li-石鹼グリース 1 銘柄)を供した上、10 万 km、20 万 km 走行(但し 3 回補給)後に取り出し、急行電車 1 両 8 個の軸受に対しても同様のサンプリングを行い、グリースの化学的、物理的試験を行い、劣化状況を比較調査した報告であり、極めて興味深い、ブランド名は伏せられている。

²⁴⁵ この点については角田和雄『摩擦の世界』岩波新書、1994 年、153～157 頁、参照。

檀 豊三郎「最近におけるグリースの進歩」(『潤滑』第5巻 第5号、1960 年)は Li-石鹼グリースの発達、在来の Na-石鹼/Ca-石鹼グリースの改良、非石鹼グリースの登場についての解説である。

当時、制定途上にあったグリースの JIS 規格関しては赤岡「資料 グリースの JIS について」(『潤滑』第5巻 第5号、1960 年)、参照。

また、この頃、海外を基点に潤滑剤としての二硫化モリブデン(MoS₂ 固体潤滑剤)に関する研究が盛んになりつつあった。Alpha 社(米)の Molykote Type Z など、商品化も進んでいた。黒田昌夫「軸受鋼の転動疲れ寿命に対する潤滑剤の影響」(『潤滑』第5巻 第5号、1960 年)には二硫化モリブデンの軸受寿命効果の実験的確認を含む。固体潤滑剤を巡る状況一般については赤岡「固体潤滑剤の展望(1)(2)」(『潤滑』第5巻 第6号、第6巻 第1号、1960、'61 年)が参考になる。

ころがり軸受の基本動定格荷重についての文献は古くから枚挙にいとまない。そうした中、松本美韶「ころがり軸受の負荷算定式の訂正」(『機械の研究』第1巻 第9号、1949 年)と称する 1 頁に満ため報告は、“変動荷重を等価荷重に換算する算定式”を海外のカタログから翻訳する際、国内文献に共通して見られた誤りの訂正を使命とする異色の作品であった。

佐々木外喜雄・小野 繁「荷重方向と玉軸受摩擦との関係」(『日本機械学会論文集』第14号、1948 年)、同「ころがり軸受と荷重の方向」(『機械の研究』第1巻 第10号、1949 年)、小野 繁「SKF の新しい負荷容量算定式について」(『機械の研究』第2巻 第4号、1950 年 5 月)、同「ころがり軸受の負荷容量計算式」(『日本機械学会誌』第62巻 第482号、1959 年 3 月)等はこの方面の基礎研究である。

また、円筒コロ軸受のスラスト負荷容量については Palmgren の先行研究などが知られていたが、わが国における鉄道車輛車軸軸受の円筒コロ軸受単体方式へのシフトをメーカーサイドで支えた技術者、角田和雄の論文、岩田喜朗・角田和雄「円筒コロ軸受の軸方向摩擦」(『潤滑』第3巻 第5号、1958 年)、角田前掲「円筒ころ軸受のスラスト荷重負荷能力」(同第4巻 第6号、1959 年)はこの方面における先駆的業績である。

とりわけ後者はスラスト荷重を受ける円筒コロ軸受におけるコロ端面とツバ案内面との潤滑状態が流体潤滑に保たれる条件を解明した先駆的研究の一つをなしている。その射程はコロ端面における完全流体潤滑状態を成立させるために必要とされる流体潤滑の特性数(=「潤滑油粘度×最大すべり速度÷接触圧力」)の最小値をスピンドル油、モビル油等を用いて確定したところで尽きていたが、やがてはこれが発展せしめられ、様々な実用的潤滑剤・荷重条件下におけるスラスト負荷容量を示す実験式が定式化されるに至る(日本精工(株)『ころがり軸受の解説』(1963 年)、11 頁、参照)。

この実験式は：

$$C_A = (pV) \lambda / n \text{ (kg)}$$

と表記される。

ここにおいて：

C_A は円筒コロ軸受のスラスト負荷容量

$(pV = \text{接触圧力} \times \text{すべり速度})$ は潤滑法と荷重条件から決まる定数

λ は軸受寸法によって決まる係数

n は軸受回転数

である。

(pV) 及び λ の値については：

(pV) の値	
グリース潤滑、スラスト荷重連続負荷	70~80
グリース潤滑、間欠負荷または油潤滑、連続負荷	130~160
油潤滑、良好な放熱冷却、連続負荷	190~220
油潤滑、十分な油量・良好な放熱、間欠負荷	270~320
油潤滑、非常に良好な放熱冷却、短時間負荷	550~700
λ の値	
直径記号 0(同じ内径に対して外径が最も小さいもの)	$19d$
直径記号 2(同じ内径に対して外径が 0 より大きいもの)	$32d$
直径記号 3(同じ内径に対して外径が 2 より大きいもの)	$45d$
直径記号 4(同じ内径に対して外径が 3 より大きいもの)	$60d$

とまとめられている。

この実験式はそのエトスにおいて第 I 章、注 1 の辺りで触れた「タワーの式」を偲ばせるものであった。しかし、その後の研究の進展と共にお定まりの“工学の理学化”が進められ、資料的に追跡し得た 1988 年版カタログにおいて、実験式は次のような形に整備されるに至った(『転がり軸受(CAT. No.140c)』、A33 頁)。

グリース潤滑の場合（実験式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023 \times (k \cdot d)^{2.5} \right\} \cdots (N)$$

$$= f \left\{ \frac{900(k \cdot d)^2}{n+1500} - 0.023(k \cdot d)^{2.5} \right\} \cdots \cdots \cdots \{ \text{kgf} \}$$

油潤滑の場合（実験式）

$$C_A = 9.8f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135 \times (k \cdot d)^{3.4} \right\} \cdots (N)$$

$$= f \left\{ \frac{490(k \cdot d)^2}{n+1000} - 0.000135(k \cdot d)^{3.4} \right\} \cdots \cdots \cdots \{ \text{kgf} \}$$

ここで C_A : 許容アキシャル荷重 (N), {kgf}

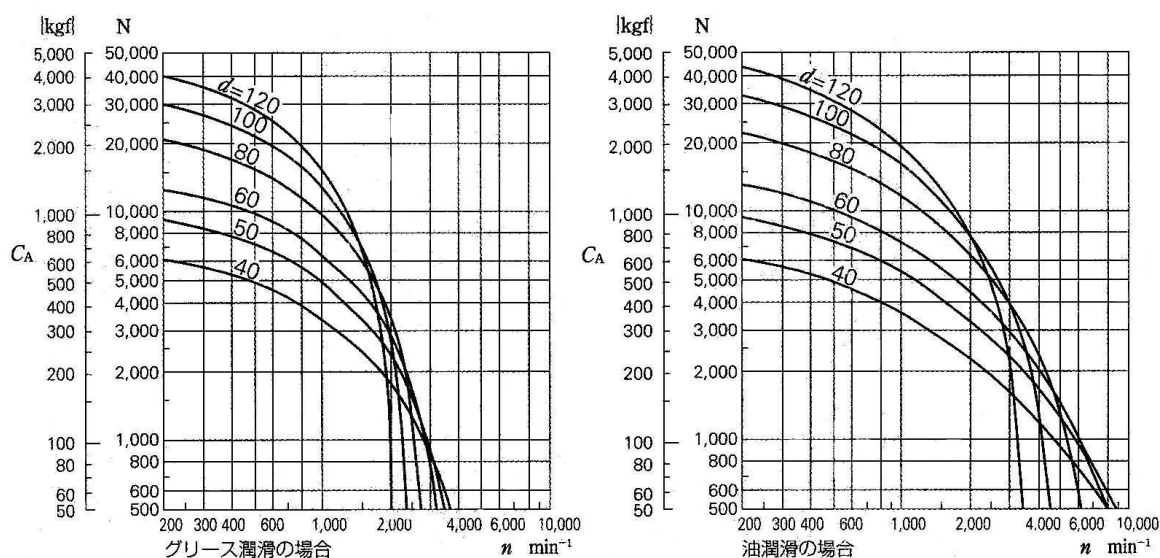
d : 呼び軸受内径 (mm)

n : 軸受の回転速度 (min^{-1})

f : 負荷係数			k : 寸法係数		
区	分	f の値	区	分	k の値
連続負荷のとき	1		軸受の直径系列 2	0.75	
間欠負荷のとき	2		軸受の直径系列 3	1	
短時間負荷のとき	3		軸受の直径系列 4	1.2	

勿論、これでは実用上、負荷容量を直観的に掴むことが困難である。このため、グリース潤滑と油潤滑とに分け、軸受呼び内径毎に毎分回転数と許容アキシャル荷重との相関を表現したチャートが用意されねばならなかった。実際はこれも“ k ”、“ f ”の値別に作られる必要がある(図 8-4、参照)。

図 8-4 円筒コロ軸受の許容アキシャル荷重(直径系列 3 [$k=1$]、連続負荷 [$f=1$] の場合)



日本精工㈱『転がり軸受(CAT. No.1102e)』(2005 年)、A33 頁、図 5.13。なお、管見に拠れば遅くとも 1988 年のカタログ以降、この図が掲載され続けている。

しかも、日本精工は極限的な使用条件が想定されるような場合においては「潤滑、冷却などについて個々に十分な検討が必要である。このような場合は NSK にご相談ください」と付言することを忘れてはいない。

この厄介さ、個別性という点において、それは自動車メーカーの組立作業員や市井の整備士たちの経験と曖昧なマニュアルに任せっ切りで事実上、間に合っている円錐コロ軸受の予圧などとは比較の外にある際どい技術と評することが出来よう。

また、敢えて賢^{さか}しらを言えば、このように微妙な指示は既製の汎用品を安直に充当可能であるというころがり軸受が本来、平軸受に対して有すべきメリットの、少なくとも部分否定に繋がるかの如き印象を醸しかねない。もっとも、実務的には、第IX章 第4節、注31の辺りで触れられるように、許容アキシャル荷重を概ねその時点において作用しつつあるラジアル荷重の4割以下とする、といった極めて大掴みな指標も知られているのではあるが……。

それでも、この問題が一筋縄で片付けられないことは不動の事実である。このため、上に言及した実験式、チャート並びに警告は今日に至るまで抜本的に変更されること無く、同社のカタログに掲げられ続けているのである²⁴⁶。

その後、ころがり軸受工学のあらゆる方面において等しく研究の進化が実現した。その

²⁴⁶ 日本精工㈱『NSK コロガリ軸受の解説』(1963 年)、11 頁、同『転がり軸受(CAT. No.140c)』(1988 年)、A33 頁、同『テクニカルレポート(CAT. No.728f)』(1991 年)、178~179 頁、同『転がり軸受(CAT. No.1101a)』(1996 年)、A33 頁、同『転がり軸受(CAT. No.1102e)』(2005 年)、A32~33 頁、参照。

過程において、わが国の研究者は大きな足跡を残して来ており、既に見た軸受寿命の向上データや、この先、新幹線電車の車軸軸受の様変わりに関連して言及される重量削減データに示されるように、製品品質の向上は顕著となっている。

また、最近のアイテムとしては、1990年代、NTNによって開発された High Lubrication 軸受が注目に値する技術の筆頭であろう。これは超仕上げ面と同等の表面粗さを有するころがり接触部の表面に大きさ数十 μm 、深さ約1 μm のマイクロオイルポットがランダムに点在するようなポーラス仕上げを施し、その油膜形成能力を高めることで表面起点のフレーキングに起因する短寿命を回避しようとする技術であり、内燃機関気筒内面のプラトー・ホーニングと同じ発想に立つものである(目下、NTNより特許出願中)。

然しながら、これらの成果にも拘らず、ころがり軸受工学における最枢要課題をなす転動疲労機構についての完全な解明は今日に至るもなお果たされていない。それゆえ、ころがり軸受工学は材料技術的側面における進歩によって七難隠されてしまった、との感はどうしても否めないところである²⁴⁷。

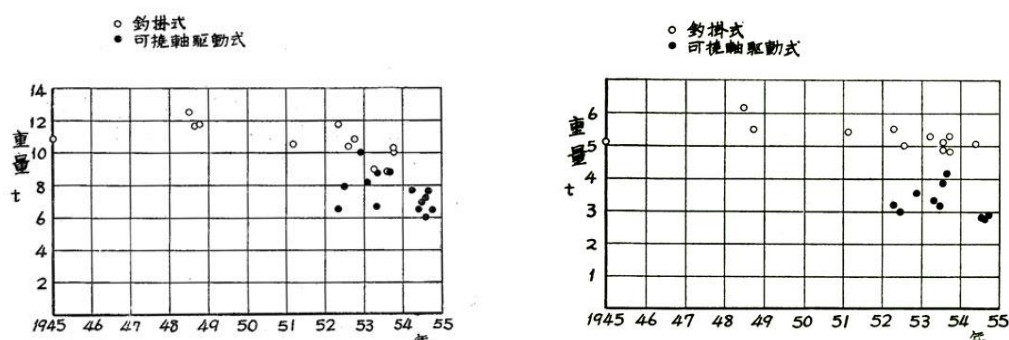
²⁴⁷ 本章は概ね1960年代初頭までにおけるころがり軸受工学の発展史を主題としている。1960年代以降、国産ころがり軸受やころがり軸受材料の品質が世界のトップ水準と肩を並べるに至るまでのR&D技術史については角田「何故日本の軸受が世界を動かしたのか——第二次大戦後の日本における転がり軸受の技術史」(『NSK Technical Journal』No.668、1999年)、に体系的に整理されている。

IX. モハ 90 から新幹線電車へ——車輛技術の革新と軸受の世代交代

(1)復興～成長期にかけてなされた電車の台車および駆動方式についての開発努力

復興から成長期にかけて、電車の世界では主電動機重量を従来の吊架式台車のように台車枠と車軸に折半する構造から台車枠に 100%支持せしめ、主電動機と駆動歯車装置とを可撓継手で結合することにより、主電動機への衝撃入力緩和、バネ下重量軽減、輪軸の軌条追随性を向上、軌条への衝撃緩和を図ろうとする新型軽量台車の開発が盛んに試みられた(図 9-1)²⁴⁸。

図 9-1 電動台車の重量(左)ならびにバネ下重量(右)の推移

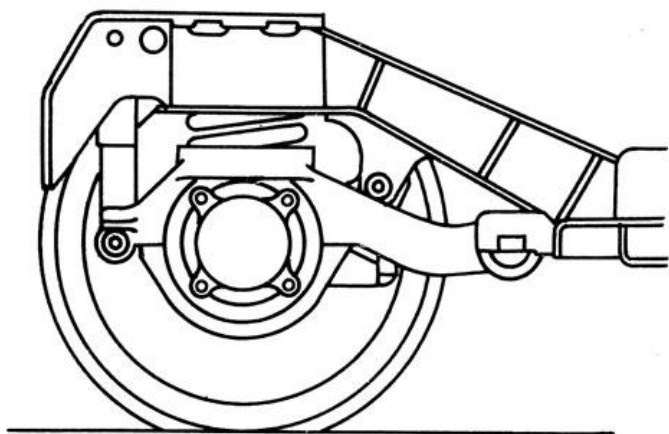


松井信夫『電車の振動と新しい台車』15、13 頁、第 48 図、第 39 図。

その有力形式の一つ、車軸と平行の主電動機軸を有する“中空軸平行カルダン”駆動方式の実用化に先立ち、島秀雄の呼びかけに応じて国鉄および台車メーカーの技術陣が参加し、1946 年 12 月 16 日から 1949 年 4 月にかけて計 6 回、開催された「高速台車振動研究会」の場で新しい台車の構想が立てられ、モハ 71、73 系近郊電車用の鋳鋼台車枠・1 本軸ばね式(何故か軸箱守を意味する“ペデスタル”式と通称)DT13(電動車用)、TR36(付随車用)台車が、続いて'47、'48 年には軸梁(knee: 自動車に言う“トレーリング・アーム”、モーターサイクルにおけるスイングアーム: 図 9-2)式の OK-1(川崎車輛: モハ 63 他)、MD-1(中日本重工業三原製作所)台車が試作された。この内、軸梁式台車においては車軸の傾斜を許容するため、国鉄で使用されていたのと同じ自動調心コロ軸受が 1 個、使用されていた。

²⁴⁸ 『車両用ころがり軸受』64、74~75、217 頁、『不二越二十五年』130~133 頁、参照。当時の状況下では、軸梁式台車に自動調心コロ軸受を用いない場合、自動調心性を有する球面座に外輪外周を球面成形したアメリカ流の“ユニット用軸受”を収容せねばならず、嵩高い設計となった。現代においては梁の支点をラバーマウントする構造の採用により、調心性を持つ軸受の採用を回避することが可能となっている。OK 台車については横堀『鉄道車両工学』228~229 頁、MD 台車については同 227~228 頁、参照。

図 9-2 軸梁式の概念



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編 [1]』366 頁、第 2・96 図。

OK、MD 台車、及び DT13・TR36 台車の試験が 1948 年 7 月(12~20 日)、辻堂~茅ヶ崎間においてジュラルミン編成 5 両を使用して実施されている旨、伝えられている。しかし、残念ながらその詳細は筆者には不明である²⁴⁹。

続いて国鉄の外郭機関であった日本鉄道技術協会により、1953 年 3 月 3 日から 13 日までは東海道本線、辻堂~茅ヶ崎間の下り貨物線(50kg レール)、23 日から 31 日の間は小田急、新松田~栢山間の下り線(37kg レール)を用いて、住金製・名古屋鉄道 3500 系用 FS-201 台車(複合バネ形ウィングバネ[ゲルリッツ]式)、東芝製 TT-1 台車(1951 年、小田急、名古屋鉄道にて実車試験実施)、汽車製造製・東武鉄道 1700 系・5800 系用 KS-105 台車(軸箱守、ウィングバネ式)という 3 つのカルダン台車、日立製・小田急デハ 1500 用 KH-1 クイル台車(軸梁式)、そして川崎製^{つりかけ}の国鉄用 DT-17 吊架式台車を用いた走行試験が実施された。

これらの台車は総じて長い揺れ枕吊を有する、あるいは MD のように T リンクの採用によりその実効長さを増した設計になっており、あるいは OK のように揺れ枕守にコロ軸受が採用されたりしていた²⁵⁰。

²⁴⁹ 沢柳健一「63(ロクサン)の時代」(『鉄道ピクトリアル』No.610、1995 年)、参照。“ジュラ電”ではこれら新機軸の台車が試験されたが、この内、OK 台車は順次改良が加えられ(OK-1~OK-25A [1961])、広く知られるようになる。1960 年 11 月、仙山線、仙台~山形間にて 175km/h という当時の狭軌世界最高速度記録を樹立したクモヤ 93000 が履いていたのは OK-4 型台車であった。

²⁵⁰ JREA 電車バネ下重量研究委員会「各種台車の走行試験結果の概要」『交通技術』1954 年 1 号、参照。当時の FS 台車については横堀『鉄道車両工学』226~227、232~233 頁、TT-1 台車については同 232~234 頁、KS 台車については KS-5A、KS-5B に限ってではあるが、同 230~231 頁、KH-1 台車については同 230 頁、参照。

なお、T リンクは大きく、かつ自由な左右移動を確保したい DF50 型電気式ディーゼル機関車の DT103 型中間台車にも用いられている。井上末次郎監修/佐藤長武・三野清

テストに供された台車の内、鉄道省時代以来の吊架式伝動方式を有する国鉄 DT-17 台車
は、上述の通り、当時の国鉄としては新型に属する動台車であった。

完全なデータではないが、供試車輛の台車諸元は表 9-1 の通りである。車体としては
KS-105 台車のみにモハ 40030 号車、それ以外にはモハ 40044 号車が供された。

表 9-1 供試車輛の台車諸元

項 目		吊架式 DT-17	カルダン TT-1	カルダン FS-201	クイル KH-1	カルダン KS-105
車輛重量 ton		54.0	49.0	53.2	55.2	-
台車重量(1 両分) ton		10.98×2	7.94×2	10.1×2	11.1×2	8.17×2
バネ下 重量 ton	1 軸分	2.436	1.484	1.756	1.426	1.575
	測定側(右)	1.161	0.786	0.980	0.713	0.734
	非測定側(左)	1.275	0.698	0.776	0.713	0.840
台車回転部分慣性重量 ton		4.732	3.315	3.077	5.866	-
軸 距 mm		2500	2400	2500	2300	2400

JREA 電車バネ下重量研究委員会「各種台車の走行試験結果の概要」『交通技術』1954 年 1 号、第 1 表。

なお、横堀は「東芝 TT-1 形台車についてみるに台車本体 6480kg、電動機(2 個)1470kg、合計 7950kg
の中で、ばね下重量は 2970kg であり、同じ程度の台車に比し、全重量で 3170kg、ばね下重量で 2280kg
の現象になる」(『鉄道車両工学』233~234 頁)、と述べている。

なお、以上の内、TT-1 については不明の点が多い。TT-1A とほとんど同じかとも思われ
るが、TT-1A ならば東芝がトロリーバスで培った高速電動機と動力伝達装置技術を一般鉄
道車輛に活かす方途を模索し、国鉄 TR25 をベースにして捻出した直角カルダン式台車で
あった²⁵¹。

磨・京 博・岡田英雄・森 薫『DF50 電気式ディーゼル機関車』鉄道科学社、1960 年、
236~238 頁、参照。

²⁵¹ 森佐一郎「TT-1A 形カルダン軸式高速度電動台車」(『電気車の科学』第 4 巻 2 号、1951 年)、
参照。

電動車輛の駆動を台車に装架された主電動機により行う場合、輪軸と主電動機電機子
軸との相対変位をいかに吸収するかが問題となる。主な駆動方式は吊架式、カルダン式、
クイル式、WN 式である。吊架式については既に触れておいた。これらの駆動方式につ
いては二番煎じ的文獻ではなく、国鉄の開発技術者たちの記述、即ち、横堀『鉄道車両
工学』148~151 頁、大塚監修『鉄道車両—研究資料—』172~175 頁、福崎・沢野前掲『電
車と電気機関車』53~61 頁、とりわけ最後のものの参照を乞いたいが、一通り復習およ
び解説すれば以下の通りである。

吊架式：主電動機的一端を台車枠、他端を軸受を介して車軸により支持する輪軸平行の主電動機装架方式。構造簡単で、主電動機と駆動歯車装置が概ね一体となって運動するため、輪軸と主電動機電機子軸との間に目立った相対変位を生じないが、バネ下重量も主電動機が受ける走行衝撃も大きくなる。

カルダン式：主電動機を台車枠に装架し電機子軸と駆動小歯車との間に撓み継手を介在させ相対変位を吸収させる駆動方式。軸交差角による伝達角速度変動を総裁させるため、カルダン継手(フック継手に同じ=十字軸式自在継手)を同位相で2個用いるのが本来のカルダン駆動であるが、平行カルダン式、直角カルダン式、ドイツの大形自動車に良く見かけるベベルピニオンが真上から掛かるアングルドライブの鉄道車輛版に当る垂直カルダン式から BBC(現・ABB)のディスクドライブを原型とする中空軸平行カルダン式まで、幾つかの種別がある。中空軸平行カルダン式は本来のカルダン継手(十字軸式フック継手)ではなく、大径の撓み継手を電動機の前後振り分けに装備できるため(後掲図9-20参照)、電機子の長さを比較的大きく取り易い反面、その直径も大きくしてしまう欠点を有する。しかし、直流電動機全盛の時代にはこれが国鉄電車の標準技術をなした。

クイル式：主電動機と車軸を収容するクイル軸と呼ばれる固定中空軸とを台車枠に装架し、クイル軸上に大歯車を回転支持する。大歯車と車輪とをスパイダと称する撓み継手で結合し、輪軸と主電動機電機子軸との相対変位を吸収する。様々な変種を生み、電気機関車に採用例が多い。

WN 式：平行カルダン式の一亜種をなし、ウェスチングハウスの開発になる WN 継手=歯車型スプライン継手を2個、背中合わせにした可撓軸継手(内歯を加工した外筒内に歯に丸みをつけた軸付き歯車一対を収容し、軸心の公差[$\sim 6^\circ$]とズレ[$\sim 20\text{mm}$]に対応出来る)を用いるもの。WN 継手はわが国では三菱電機がライセンス生産しており、住友金属工業と本社との提携により電車動台車への展開が画された経緯がある(松宮惣一・赤松惇・高松之晴「住友台車の歩んできた道(第1報)」『住友金属』Vol.20 No.4 1968年、真鍋裕司「わが国における WN 駆動の発達経過」『鉄道史学』No.14、1995年、参照)。

WN 継手式においては主電動機の長さに対する制約が大きい。このため同方式は狭軌向きではないとされ、準軌の私鉄や新幹線の電車に多用されて来たが、当節では整流子の無い交流電動機を VVVF インバータで制御する方式が一般化した結果、JR 西日本では在来線電車においても 1991 年登場の 207 系以降、これが一時期、標準技術となった。歯車継手は歯車のバックラッシュ(ガタ)とスリーブの振れ回りのため、トルク伝動が中立状態となる際には騒音の発生(自動二輪車におけるチェンノックと同じ現象)を避けられないという欠点があるものの、近年は高精度に加工されたスリーブと特殊な歯形とを有するコンパクトな“低騒音型ギヤカップリング”が実用化されている。

TD 継手平行カルダン式：東洋電機製造の開発になる CFRP 製などの撓み板2枚を用いたコンパクトな継手を使用する方式で、E209 系、E231 系をはじめ、JR 東日本の新しい電車において標準技術となっている。また、JR 東海、東海道新幹線では 300 系に

今や稀少となった無軌条電車という名の乗物は 1882 年、ジーメンス(Ernst Werner von Siemens : 1816-92)によって初めて試作され、欧州では既に第 1 次大戦前、アメリカでも両大戦間期には実用交通手段の域に達していた。しかし、わが国においては 1926 年に日立製作所が交流の試作車を開発し、また同年には阪神急行電鉄(阪急)、花屋敷駅付近の勾配(平均勾配 $1/10$ 、最急勾配 $1/7$)路線バスとして玉軸受とタイヤ以外は国産品で作られたトロリーバスの実用例(日本輸送機製作所、日本無軌道電車)が見出されたものの、何れもほどなく立ち消えに終わった²⁵²。

その後 1932 年、京都市電気局において、既設鉄道との平面交差が避けるられない四条大宮～四条西大路間 1.5km 線区を路面電車ではなくトロリーバスで賄う方途が選択され、当初、Guy Motors(英)製、直流 500V 48kW 車、English Electric 社製、同 600V 48kW 車、各 2 両、続いて日車・三菱電機 600V 26.1kW($\times 2$: 左右後車輪を個別駆動)、川車・東洋電機製 600V 48kW 車、各 1 両が投入された。

当時の Guy Motors 社の製品一般については、回生ブレーキ(12mile/h 以上)、発電ブレーキ(回生ブレーキ時の過電圧抑制および 10mile/h 以下)、機械式ブレーキ(12mile/h 以下)を併用していたこと、主電動機として連続定格値の 2 倍のピーク電流を許容し、電機子軸受にコロ軸受を用いる British Thomson-Houston 製主電動機を通風良好な前部に配していたこと等が知られており、足回り、駆動系の軸受としては前車軸、キングピン、ウォーム前部に Timken の円錐コロ軸受が用いられていたが、後車軸についての記述は見当たらない。車型は 6 輪、4 輪、2 階建から 20 座席の小型まで各種あり、京都市に納入されたのは 32 座席型の改造モデルであり、English Electric 社の製品も性能的には同格であった。

その後、1943 年には戦時体制下の鋼材不足から軌条敷設が阻まれたため、名古屋市において市電に替わる車輛として大曾根～桜山町間、約 6 km 区間に木南車輛・三菱電機 600V 50kW トロリーバス 14 両および“ニッサン”バスに 19kW 電動機を搭載した改造車 8 両が投入され、京都の先輩たちと共に戦後まで生き延びた。

以上が戦前、戦時のわが国におけるトロリーバス導入実績であったが、戦後、GHQ 民間運輸局(CTS : Civil Transportation Section)、パウエル(E., F., Powell)長官のアメリカでの状況を踏まえた熱心な勧めに運輸省鉄道監督局民営鉄道部が乗った格好で、石油ならびに建設資源の不足下、道路狭隘なわが国都市部の輸送力確保策としてのトロリーバス化が進展する。

用いられた他、その低騒音性が買われて 700 系グリーン車にも採用されており、2003 年に製造された JR 西日本、223 系近郊電車の 5000 番台にもこれが採用されている。

²⁵² 以下、トロリーバスに関する記述は『OHM』第 18 巻 11 号(1931 年)、“「トロリーバス特輯号」”、電気車研究会『無軌条電車概説』1951 年、森五宏『トロリーバスが街を変える 都市交通システム革命』リック、2001 年、第 2 章による。“「トロリーバス特輯号」”には 527、529～541 頁に内外のトロリーバスに関する論考、紹介記事が掲載されている。また、『無軌条電車概説』は雑誌『電気車の科学』第 3 巻 7、8 号、第 4 巻 3 号に掲載された展望記事、解説記事を寄せ集めたものである。

戦時下、ゴム不足によりタイヤの補給が途絶し、名古屋市のトロリーバスにおいては車室を間仕切って乗車員数を減らす運用がなされ、その揚句、休車状態に陥る個体をも続出させていたが、1950年頃からポンド圏からのゴム輸入増大の兆しが見えたことは復興期のトロリーバス・ブームに追い風となった。

当時は都市交通に関して、無論ある仮定の下においてであるが、年間輸送人員 250 万人まではディーゼルバス、250～1500 万人ならトロリーバス、それ以上であれば路面電車が有利と試算され、東京、大阪、川崎、福井、姫路、長岡、熊本において公共交通へのトロリーバス導入が企画され、京成電鉄、西武鉄道、鶴見臨港バス、大和自動車などでも相次いで導入計画が立案された。

メーカーとしては東芝・日野・新日國工業および倉田重工、三菱電機・金剛製作所・廣瀬車輛、日立・日野、三菱電機・富士産業(宇都宮)、三菱電機・東日本重工・富士産業・(小泉)、三菱電機・川車、富士電機・日野・汽車製造、といった顔ぶれの連合体が名を連ね、はじめの 3 組の試作車は 1950 年 1～5 月に都電芝浦線にて運輸省主催の性能試験に供されている。

それらは何れも直流 600V 車で、主電動機について一瞥すれば、東芝は複巻 140HP および 100HP 型。前者は整流子型主制御器を備え、140 段もの自動制御段を円滑に自動切換えする PCC Car ばりの制御機構を本邦初採用し、複巻としたことで発電ブレーキの効きも滑らかたるべき筈であったが、開発が追いつかなかったものと見え、試作車には発電ブレーキが装備されていなかった。日立は補極付き複巻、100、75、50kW の 3 機種を揃え、何れも発電ブレーキ付き、三菱電機は補極付き直巻、100、75、50kW の 3 機種を揃え、こちらも発電ブレーキ付きであった。

トロリーバス用主電動機は過負荷最大トルクが内燃機関より大であったため、リアエンジンバス並の動力伝達系では容量が足りず、より強化された推進軸とより大きな終減速比(7~12 程度)を有するファイナルが開発された。ギヤ比の大きなものは概ね平歯車と曲り歯傘歯車を以ってする 2 段減速方式であったが、川車はウォームギヤを用いる終減速装置^{ファイナルギヤ}まで開発している。

また、同社は前^{フロント・アクスルビーム}車軸として一般的な鍛造品ではなく、電車の台車に使い慣れていたマンガン鑄鋼品まで開発した。川崎と自動車との関係はいすゞ自動車向けディーゼル機関部品や変速機部品の加工、変速機完成品製造などの形で後年まで続くが、戦前期、“六甲”バス、トラック開発に一定の足跡を残した川崎にとって、思えばこの無軌条電車という名の特殊車輛がその“自動車”開発史の掉尾を飾る事蹟となった。

トロリーバス用主電動機は小形高速電動機であり、100kW 級では定格回転数 1700~2000rpm.程度であったが、短時間なら 8000rpm.辺りまで回転を上げることが出来た。入念にダイナミックバランスを取られた電機子はコロ(反整流子側)および球軸受(整流子側)によって支持されていた。これに加え、100kW 級で 650kg 程度というその重量は郊外電車用としてもまさに開発が期待されていたスペックであった。表 9-2 に日立製の輸出用トロリーバス主電動機のスペックを、図 9-3 としてその外観を掲げておく。

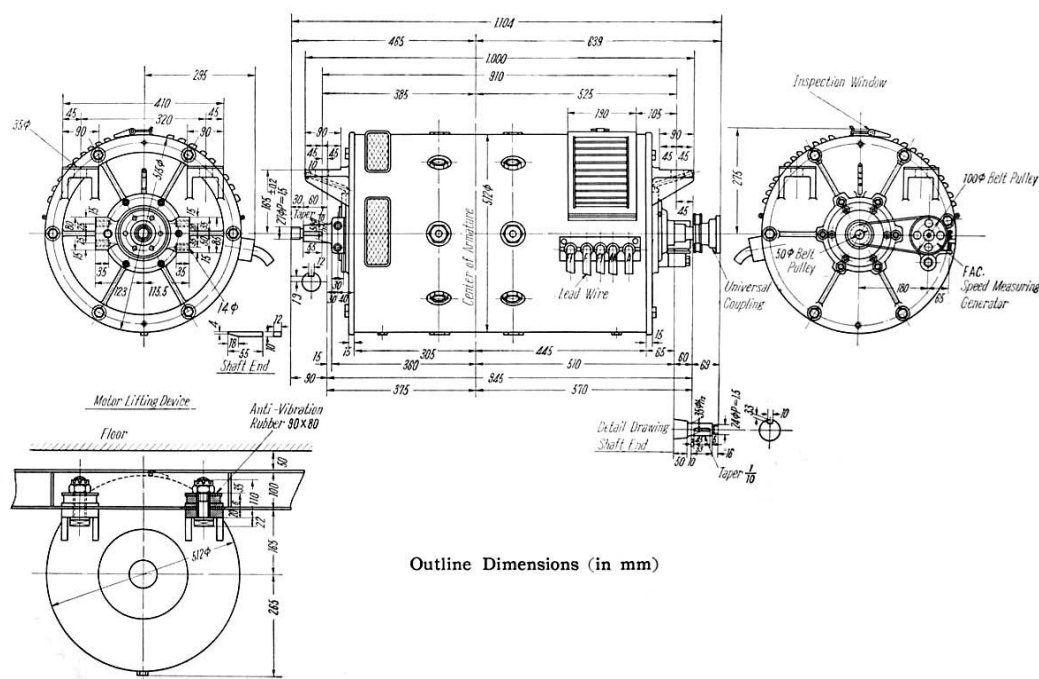
表 9-2 日立製の輸出用トロリーバス主電動機 HS-506-Brb の諸元

複巻補極付		電圧	600V	車輪径	960mm(9.00-20)
密閉丸型自己通風		電流	184A	定格速度	全界磁 26.4km/h
					弱界磁 35.8km/h
定格	1 時間	回転数	1700/2300rpm.	駆動力	全界磁 1310kg
					弱界磁 980kg
出力(弱界磁)	100kW	終減速比	11.65	単体重量	650kg

弱界磁は 60%。

当時のパンフレットより。

図 9-3 日立製の輸出用トロリーバス主電動機 HS-506-Brb の外観



当時のパンフレットより。

ご覧のように国鉄(1067mm 軌間)の電車用主電動機と比べると、やや細長いプロフィールである。これは電機子径を抑制し、半径の2乗に比例するその慣性能率を下げてやる方がピックアップが良くなり、かつ、同一回転数に対して電機子コイルに作用する遠心力が小さくなることから選ばれた形状であろう。

この長さが 1104mm もある細長いトロリーバスの主電動機および動力伝達系の鉄道車輛への直接的応用例、それがこの直角カルダンという、今日の目からすれば些か奇妙に見

えかねない方式であった。

実際、表に登場している TT-1 以外の私鉄向けカルダン台車 2 機種も“平行”カルダン式や“中空軸平行”カルダン式ではなく、動力伝達経路に傘歯車の入った“直角”カルダン方式の台車であった。長い電動機であるがゆえに、車軸平行には装架され得なかったワケである。

また、表に言う“クイル台車”も、通常イメージされる主電動機と車軸を収容(素通し)するクイル軸とをバネ上(台車枠)に架装する形式のモノではなく、「電動機的一方は台車にバネで支えられ、電動機で駆動される軸(クイル軸)は中空となり、車輪軸に防振ゴムを通して回転を伝える。故に電動機の重量の半分はバネを通して台車へ、他の半分は防振ゴムを通して輪軸にのつてゐるわけである」と解説されるような半端な代物であった。普通、クイル式においてはクイル軸も主電動機も 100%台車枠上に架装されるが、ワザワザ略図まで載せて説明されているから、間違いでも何でもなく、当時は電車の駆動装置としてこんな中間形態……その後、唯一、EF66 型電気機関車に実施例が見出される“中空軸可撓吊架駆動方式”……が試みられていたワケである。

その後、国産のトロリーバス用主電動機はメーカーを問わず 125HP 型に統一され、さしたる発展も遂げなかったが、電車用主電動機の進歩は順調であった。因みに東芝は 150HP 電動機 2 基装備の TT-1A に続き、1953 年には側梁に大径の鋼管を用い、65HP 電動機を 2 基装備した釣合梁式の直角カルダン台車、TT-2(自動調心コロ軸受使用)を開発し、阪神電鉄に納めている。電車用主電動機の発達が直角カルダンやクイルなどという回りくどい方式をかなぐり捨てて今日のより合理的なシステムを生み出しつつ展開して行った過程については間もなく触れられよう。

再び表に戻れば、判明している数値から算出されるバネ下重量の車輛重量に対する比はそれぞれ、DT-17 : 18.0%、TT-1 : 12.1%、FS-201 : 13.2%、KH-1 : 10.3%であった。この値から、クイル式 KH 台車の好成績が予想された。

車輛振動、車体応力、騒音並びに軌道関係試験は国鉄、小田急線上にて等速運転で実施され、直線区間で 10、30、50、60、70、80、90、100、110km/h の速度で各 1 回、曲線区間では 10、30、50、60、70、80、90、100km/h で各 1 回、ポイント通過は国鉄線上にて 10、20、30、40、60、80km/h で各 1 回、データが採取された。

走行抵抗、電力消費測定試験は国鉄の直線区間を用いて行われ、前者は 30、50、70、90、110km/h にて各 3 回、ノッチオフによる惰走距離測定、後者は全界磁ならびに弱界磁にて出発よりノッチオフまで測定が行われた。

その結果、レール継目によるバネ下重量の上下振動加速度は低速では横並びであったが、100km/h 付近では TT、KH は DT の 50%増し、FS においては 25%増し、という期待通りの結果が確認された。

他方、車体振動については上下、左右ともに KH のそれが目立った。乗り心地という点においてバネ下重量軽減は有意の差に結びついてはいなかったばかりか、逆効果とさえ思

われる現象を呈した。

車体に作用する変動応力についてはこれまた KH におけるそれが全ての速度域において目立ったが、90km/h を超えると DT が最大となった。台車枠に作用する変動応力についても KH における速度応答性が顕著であった。枕バネに作用する変動応力についても 90km/h までは KH が最大で、これを超える速度域においては DT が最大、最小は TT であった。

軸バネに作用する変動応力については、構造上、KH と FS のそれにしかストレイン・ゲージ²⁵³ が貼り付けられなかったため、両者の比較のみとなったが、ここでも KH におけるそれが目立った(KH : 9.5kg/mm²@ 90km/h、FS : 最大 7.5kg/mm²@ 100km/h)。

走行抵抗は 70km/h 以下の速度域においては、FS、TT、KH、DT の順に小さくなっていくが、100km/h 辺りではほぼ均等になる。また、DT、KH、TT を履いた車輛は 50km/h まで速度に比例していた走行抵抗が、この速度を超えた途端、急増する傾向が明らかにされた。FS にはこのような癖は見出されなかった。もっとも、これが台車単体の性質である、との結論は保留された。

電力消費量に関しては DT が最小、FS、TT がこれに続いたが、100km/h の速度域においては DT 装備車輛のそれが大となる傾向が現れた。

車内中央部における騒音に関しては台車の形式に係わらず、速度により 70～90 ホンとほぼ同一であり、これは従来型の台車を履いたモハ 63(次に述べる)辺りと比べると 5～10 ホン低めの値であった。然しながら、車外騒音、高速車内騒音に関してはバネ下重量の小さい台車を履いた車輛の方が優れていた。

また、軌条に与える応力に関して台車の形式による差は僅少であったが、37kg レールを用いた小田急線で採取されたレール継目中間部道床における振動加速度データに鑑みれば、案に違わず、バネ下重量の小さい KH が最も優れ、FS と DT との間にはほとんど相違がなかった。

他面、KH においてのみ第 1 軸における輪重と横圧が速度とともに前者は低下、後者は増大の方向に変化する傾向が観察された。

この辺りで試験の背景について検討してみよう。一般に大手の私鉄は国鉄と比較すれば線路延長が短く、貨物列車などは無きに等しく、営業係数の良好な線区が占める比率も高い。そのコスト・収益構造からして重軌条化等、線路規格の向上やこれに見合う保線水準高度化も容易であり、ある程度^{たが}の高速化については実現可能であったと考えられる。

²⁵³ 抵抗線ひずみゲージ。導体の電気抵抗が引張によるその断面積変化によって変動する性質を利用して物体の変形を測定する仕掛け。抵抗線を薄紙に貼り付けたものを部材に接着し、部材の変形量を検出する。実験室的開発そのものは 1912 年にまで遡るが、わが国への導入は戦後の事蹟に属し、1949 年に鉄道技術研究所が車輛の現車試験に使用したのが濫觴であったと伝えられている。J.Yarnell/川口寅之輔・永倉 充訳『ストレイン・ゲージ』コロナ社、1953 年、訳者まえがき、緒言、第 1 章、交通新聞編集局編『新しい鉄道の探求 鉄道技術研究の課題』交通協力会、1959 年、61 頁、参照。

国鉄の電車運転線区の軌条(レール)について、朝倉希一は次のように述べている。

電車区間には主として 50kg レールが用いられる。電車区間では電流に対する抵抗を小とする必要があるのみならず、列車運転回数が多く、レールの損耗や道床の損傷が多いから、線路の保守を容易にするために大形のレールが用いられるのである(『技術随想 汽車』41 頁)。

1957 年時点においてわが国鉄では 30~50(幹線では 37~50)kg レールが用いられていた。同じ頃、イギリスでも 30~50(幹線では 47~50)kg、アメリカでは 45~75(幹線では 60~75)kg の軌条が用いられていた²⁵⁴。

朝倉はアメリカにおけるレールの使用比率について、

アメリカの機関車の軸重はいちじるしく大で、30 トンに達するものが多いが、アメリカ鉄道におけるレールの分布は 50 kg 未満が 66%(42kg 未満が 42%)、50~60 kg が 26%、65~69kg が 7%であるというから、50 kg 以上のものが案外少ない。わが東海道線のレールは立派なものといえるのである(前掲書 41 頁)。

とも述べている。データとしては興味深いが、この場合、いま一つ、問題とされねばならないのは枕木間隔である。

因みに、ドイツ国鉄は 33~49 kg の、フランス国鉄は 36~46 kg の軌条を使用しながら、幹線用軌条は前者において 49 kg、後者において 46 kg に一本化されていた。これは枕木の間隔(中心間距離)によって許容軸重に差を持たせる措置が講じられていたためで、ドイツの場合、49 kg レールの許容軸重は枕木間隔 900mm において 26.60t、1000mm において 23.90t であった²⁵⁵。

日本国鉄においては枕木間隔は 31~41 本/25m、機関車の許容最大軸重は停止中、1 級線で 18t(41 本)、2 級線で 17t(39 本)、3 級線で 15t(37 本)、4 級線で 14t(34 本)、簡易線では軸重規定なし(31 本)と定められていたから、国鉄の電車線区で同じレールが用いられていたからといって、その許容軸重までが大きかったという結論にはならない²⁵⁶。

²⁵⁴ 大塚誠之編『鉄道車両』8 頁、第 1・5 表、参照。なお、沖島喜八によれば、昭和 24 年度に地方鉄道局より施設局宛てに提出されたレール更換要求書から任意に抽出した 8 千本のレール中、列車線用の 30、37、50kg レールにおいては国産レールの方が輸入レールより摩耗小であったのに対し、電車線用 50kg レールにおいては輸入レールの方が摩耗小であったという。沖島はその理由について何も述べていないが、列車線においては輸入レールの方がより厳しい負荷条件の場所に敷設される傾向が強かったとも考えられる。レールの摩耗データについては沖島喜八『新編 鉄道車両特論』交友社、1977 年、373~385 頁、参照。

²⁵⁵ 大塚編『鉄道車両』9 頁、第 1・6 表、参照。なお、わが国鉄においては 1962 年度よりそれぞれ 65 年、45 年前にアメリカで制定された規格に準拠する 30 kg、37 kg、ASCE 型レールおよび 50 kg PS 型レールから強化された 40 kg N、50 kg N レールへの格上げ措置が講じられている。日本鉄道技術協会『発展する鉄道技術』1965 年、53 頁、参照。

²⁵⁶ 50 kg レールを用いる東海道本線で「許容軸重 16t」などと言い習わされているのは動的な負荷を考慮に入れた許容軸重の謂いである。活荷重で表せば、上記はそれぞれ 16t、15t、13t、となる。横堀『鉄道車両工学』13 頁、第 2.12 表、25 頁、第 3.1 表、大塚編

さて、朝倉のエッセイが出版されたのは 1956 年である。ところが、小田急電鉄小田原線のレールが 37kg から 50kg へと全面的に置き換えられたのは意外に遅く、何と 1965 年 3 月(江ノ島線では 1971 年 8 月)であった(小田急電鉄 HP より)。従って、国鉄電車区間との間には 10 年ほどの懸隔があったようであり、大手私鉄は単に中小私鉄よりマシ、という程度の実態であったと見る方が安全かも知れない。

また、試験線区の制約から比較試験の顔触れには含まれ得なかったが、国際標準軌間を採用している大手私鉄の場合、その車輛限界が^{ほどほど}である点においては高速化に有利であったが、当時、既に常套的となっていた 2.1m ほどの台車固定軸距を前提にする限り、台車蛇行動の波長が狭軌におけるそれより短くなる(第 3 章 注 43、参照)という点において、本格的な高速化に対しては不利を^{かこ}託っていたと結論付けて良さそうである。

果たせるかな、曲線半径や駅間距離の制約が働いたため、大手私鉄における特急列車の最高速度は国鉄の特急と比べて代わり映えしない 110km/h 止まりであった。その反面、国鉄で言う通勤電車に相当する各駅停車の最高速度はいずれも国鉄の水準を超えていた。即ち、戦前期、各駅停車で最高速度 100km/h をマークしていたのは京阪神急行電鉄(阪急)のみであったが、戦後はスピードアップが推進され、1965 年 3 月時点においては名古屋鉄道、近畿日本鉄道がこれに加わっていた。小田急でも戦前の 90km/h から 95km/h へ、京浜急行でも 80km/h から 90km/h へ、京阪電鉄では 85km/h から 95km/h へ、阪神電鉄においても 80km/h から 90km/h へと高速化が進展している²⁵⁷。

時代は下るが、1978 年 5 月時点では神戸線の一部のみで 60 kg レールが使われている、との記述が見られ、1989 年には「……60kg レールは、昭和 51 年から大規模改良工事および長大橋梁に使用しており、昭和 63 年末で 12.2% となった……」、この時点で 60kg レールが使用されていたのは、神戸線(13.8%)、宝塚線(22.8%)、京都線(12.2%)、千里線(6.6%)、嵐山線(1.3%)、と紹介されている(分岐器部分は除く・本線のそれ以外は 50kg)。これなどは、60 kg 化・ロングレール化に関する大手私鉄の先行を窺わせる例と見て良からう。何れにせよ、準軌大手私鉄においても重軌条化は漸進的に展開されたものと見て良い²⁵⁸。

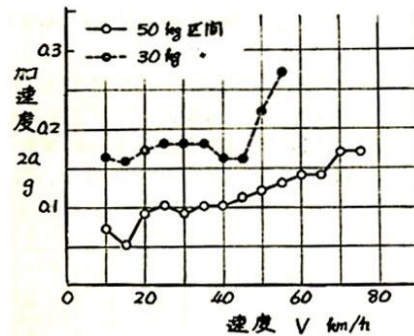
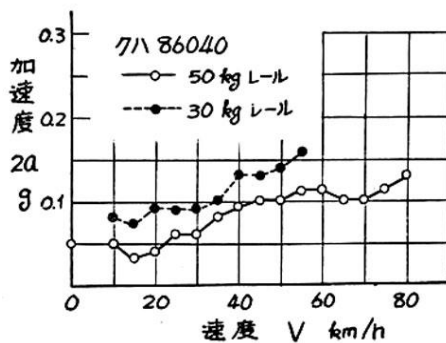
この重軌条化はそれだけで、つまり枕木間隔云々の問題を捨象しても、車輛の左右ならびに上下振動を軽減し、乗心地を改善してくれることが鉄道技術研究所が行った実験を通じて明らかにされている(図 9-4)。この改善は走行抵抗抵抗の減少にも通ずる。

図 9-4 軌条重量と車輛の左右振動(左)ならびに上下振動(右)

『鉄道車両』10、18 頁、参照。

²⁵⁷ 日本鉄道技術協会前掲『発展する鉄道技術』181 頁、表 11-11、参照。

²⁵⁸ 『鉄道ピクトリアル』No.348 1978 年 5 月、『臨時増刊 阪急電鉄特集』、同 1989 年 12 月、『臨時増刊 阪急電鉄特集』No.521、参照。



供試車輛は同一であると思われる。

松井信夫『電車の振動と新しい台車』6 頁、第 13 図、10 頁、第 27 図。

国鉄とは異なり、そこそこの高速化に熱心である上、“許認可権限”を振りかざして立ちはだかることのないこれら大手私鉄に対しては、車輛メーカー側も新しい台車技術についての提案をさぞや行い易かったと考えられる。

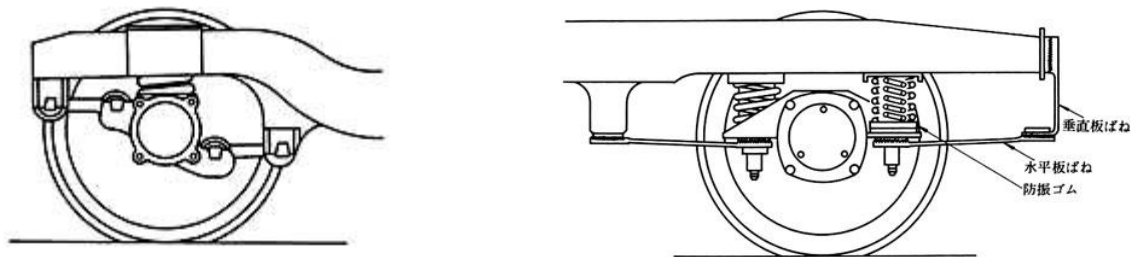
以上を総括すれば、この時の試験を通じて新しい基本構造を持つ台車、その新しい駆動方式、総じてバネ下重量の小さい台車のメリットはそれなりに確認されたものの、「これを十分に示すまでの結果は得られなかった」。新型台車は熟成未だしの感を払拭し得ておらず、その特性はマチマチであり、改良が改悪になったかと思わせるようなデータすら採取された。DT-17 台車が低い速度域において良い特性を証明たのに対して、高速度域でメリットを主張すべき新型台車は未だ試作品然とした出来栄を示せたに過ぎなかった。

それでも、国鉄 DT-21 型台車確立に先立つこの時代にあって、メーカーや私鉄各社が発揮した進取の気風は評価されて良いであろう。事実、この時期以降、私鉄電車の台車はしっかりと次の一步を踏み出して行くことになる。代表的な台車メーカー、住友金属工業における開発・納入実績にこれを検証すれば、1953 年：WN 駆動試験(阪急)、平行カルダン(京阪、FS302)、WN 納入(営団、FS301)、1954 年：アルストム(Alsthom：小田急、FS203)、1959 年：ダイレクトマウント(阪神、FS207)、1961 年：KHD(Klöckner Humboldt Deutz：独、現・MWM-Deutz)よりミンデン(Minden)導入、1962 年：ミンデン第 1 号(阪急、FS344)、1967 年：S 型ミンデン(阪急、FS369)、と続き、やがてそれは 1978 年の試作ボルスタレス台車(営団、FS500A)に至る²⁵⁹。

²⁵⁹ 松宮惣一・赤松惇・高松之晴「住友台車の歩んできた道(第 2 報)」(『住友金属』Vol.21 No.1 1969 年)付表 1、赤松 惇「試作 FS364 形住友 S 形ミンデン台車について」(『住友金属』Vol.19 No.2 1967 年)、住友金属・製鋼所 設計課『S 形台車』(無刊期)、参照。

なお、アルストムやミンデンも軸梁式や、直ぐ後で紹介されるシンドラーやシュリーレンなどと同じ発想から生じた前後左右のガタを生じ難い軸箱支持様式の例である。

図 9-5 アルストム式(左)とミンデン式(右)軸箱支持装置



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』370 頁、第 2・103 図、367 頁、第 2・99 図。

(2)新しい世代の台車を履いた私鉄電車とそれに係わる走行抵抗試験

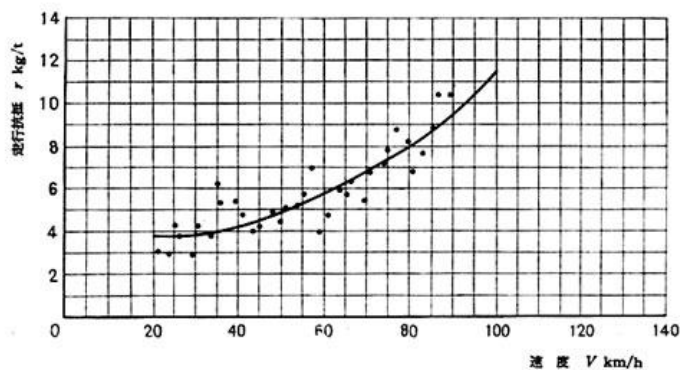
復興期から成長期にかけて、鉄道技術研究所 制動研究室、運輸技術研究所 鉄道車両部や私鉄によって各種軸箱支持方式ならびに駆動方式を体現した新型台車を履いた電車(営業車両)の走行抵抗試験が繰り返された。

私鉄のコロ軸受装備台車を履いた車両に係わる走行抵抗試験の魁と思しきは 1951 年 7 月、京阪電気鉄道 車両部によって京阪本線、野江～森小路間で実施された 1700+1750 の 1M1T 編成に関するそれであった。台車は件の中日本重工業の MD-7 型軸梁台車で、軸受は勿論、グリース潤滑の自動調心コロ軸受であるが、速度の高まりに伴う走行抵抗の増加が目立つやや特異なデータが得られている(図 9-6)。

図 9-6 京阪 1700+1750 の走行抵抗試験結果

アルストム・リンク式は軸箱を前後から上下段違いのリンクで結ぶ方式で、その軸バネには 1 本バネ型とウィングバネとがあった。アルストム・リンクは機構学的には James Watt(1736~1819)が 1782 年の複動ビーム機関特許に盛込んだ“ワットリンク”を崩したモノである。“ワットリンク”は今日、ボルスタレス台車の一部に“Z リンク”の名で用いられており、乗用車のリヤ・サスペンションにも採用例が見出される。

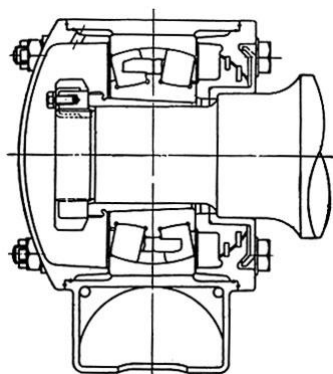
ミンデンドイツ式はウィング式の 2 本のコイルバネを前後からリンク代わりの板バネ(└型と一型)で支えるモノに始まり、片方から 2 枚の平行板バネで支持する住友金属工業の S(Simple)型ミンデン等へと発展した。



『鉄道車両の走行抵抗』25 頁、参照。

その後暫く、余り目立った試験は実施されていないようであるが、1957 年 6 月に至り、運輸技術研究所 鉄道車両部によって小田急線、相模大野～相武台前にて小田急電鉄 SE 車、デハ 3000 型 8 両連接編成の走行抵抗試験が実施された。動力台車(6 台)、付随台車(3 台)は共に近畿車輛のシュリーレン KD17 型(軸距：動台車 2200mm、付随台車 2000mm)で、軸受はグリース潤滑の自動調心コロ軸受(図 9-7)である。

図 9-7 小田急 SE 車の車軸軸受



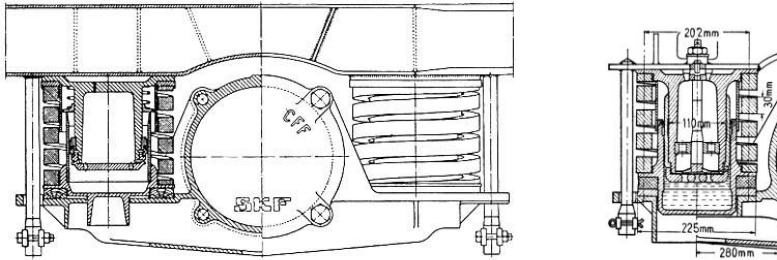
『車両用ころがり軸受』65 頁、第 3・43 図、『転がり軸受工学』333 頁、図 9.41。

シュリーレン(スイス→近畿車輛が導入)は油浸型円筒案内式の軸箱支持方式を有する台車の代表格で、ウィング型に配された前後 2 本の軸バネの内側に設けられた軸箱案内円筒がオイルダンパを兼ねている(自動二輪車のアウトースプリング式テレスコピック・フォークを直立させ、車軸を“回れ右”させたようなモノ：図 9-8 左)。その開発の主たる狙いは、第 1 に、軸箱守方式より格段にガタの少ないこの軸箱案内装置によってボギー台車の前後輪軸を遊間無しに平行支持し、輪軸および台車蛇行動の波長を長くすること、第 2 に、摩擦式よりも振動減衰性に優るオイルダンパの装着部位として、枕バネより軸バネ部の方が効果的であると

いう理論的、实际的知見の具体化、といった点にあった²⁶⁰。

シュリーレンと類似の機構にエレヴェータで悪名を馳せているシンドラー式(スイス→汽車製造が導入：図 9-8 右)がある。

図 9-8 シュリーレン式(左)とシンドラー式(右)



シュリーレン(左)は『車両用ころがり軸受』66 頁、第 3・46 図より、シンドラー(右)は大塚誠之監修『鉄道車両—研究資料—』256 頁、第 6・62 図(d)。

なお、第 VI 章に引用した松井の記述にもあった通り、原形のシュリーレンは短く、垂直に近い揺れ枕吊を有していたが、それは鎖を引き伸ばしたような環状をなしていた。

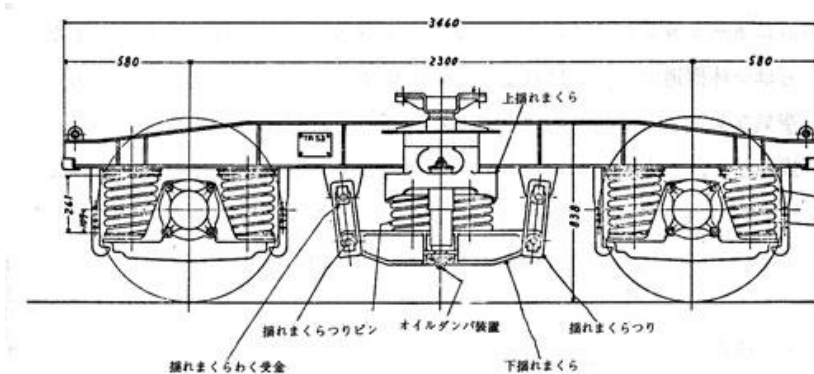
因みに、国鉄は何を意図したからか、1956 年度、製造された食堂車オシ 17 に近畿車輛製のシュリーレン台車 TR53(軸距 2300mm、円筒コロ軸受)を履かせている。TR53 は正にそのタイプの吊リンクを有していた(図 9-9)²⁶¹。

図 9-9 TR53 型シュリーレン台車

²⁶⁰ 松井信夫『電車の振動と新しい台車』21~22 頁、参照。

²⁶¹ シュリーレンについてはまた、松葉堅一「シュリーレン台車の導入から現在までの変遷」(『KS World (近畿車輛技報)』2004 年 Vol.11 “温故知新” の項)、参照(近畿車輛の HP にアリ)。シンドラーについては「新製品紹介 京阪電鉄株式会社納め 特急車 1900 形用 KS-70 空気ばね台車」(『KSK 技報』第 12 巻第 1 号、1963 年)、第 2 図(写真)、参照。

1950 年代の国鉄におけるシュリーレン台車については水鉄運転部客貨車課編『客貨車データブック』交友社、1965 年、228~229、547 頁、日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編 [1]』184~185 頁、参照。



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』185 頁、第 1・292 図。

原形シュリーレンに固有の、前後左右に自由度を持つ環状吊リンクが描かれている

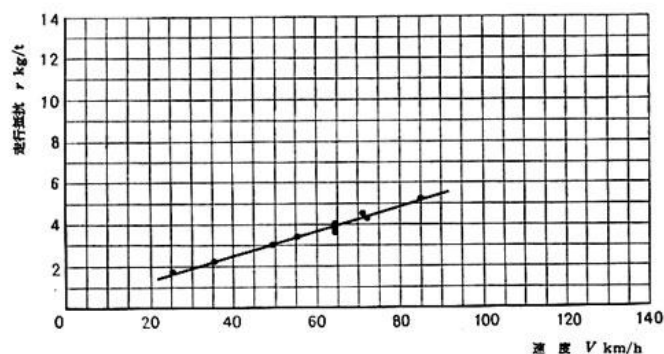
もっとも、11 号車以降、国鉄はこれを長い棒状のリンクに改めさせ、TR53A とした。オシ 17 は合計 30 両のみ、製造された。

更に、国鉄は 1958 年度改造工事により、オシ 17 10 と密閉展望車マイフ 97 1 の 2 両に TR53A の枕バネを空気バネに改造した TR57 台車を履かせた。これらの改造は御召列車用車輛開発のための手探りであつたらしく、先に吊リンクを長いものに変更させたのもこの空気バネ化への布石であつたと考えられる。

しかし、国鉄におけるシュリーレン台車は以上の試行のみに終わっている。国鉄が再び円筒案内方式、但し乾式のそれを取上げるのはその 10 年後になる。

近畿車輛 KD17 型はその後、わが国において主流となる中空軸平行カルダン式駆動装置を有する台車であつた。実際、その将来性を約束するかのように、この時の試験速度域は 30～90km/h と物足りないものの、上例とは打って変わってリニアな抵抗増加が記録されている(図 9-10)。

図 9-10 小田急 SE 車、デハ 3000 の小田急線上における走行抵抗試験結果



『鉄道車両の走行抵抗』14 頁、より。

この実験結果について文献は、

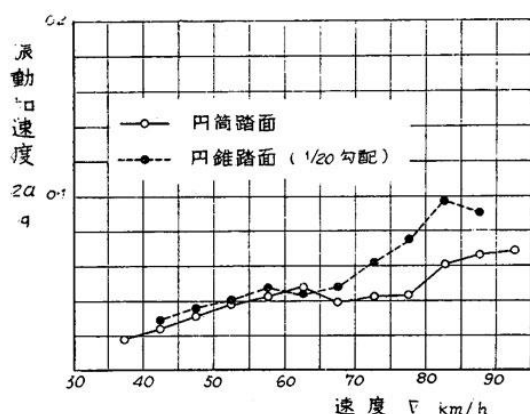
本試験車の走行抵抗は従来のものに比較して小さく、特に低速度において著しく減少しているが、この原因としては、試験時が雨天であつたためと、また、車輪が円ちゅう車輪であつたためと考えられる。特に円ちゅう車輪は従来円錐車輪によつて軌条の摩耗状態が円錐に合った形状になっている所を円ちゅう車輪で走つたため軌条表面と車輪踏面の接触が点接触に近い状態になつたため抵抗が著しく減少したものと推定される。

この影響はブレーキ試験において比較的小さな減速度において滑走を起していることによつても明らかである(藤田義人[他]『最新 電車運転工学 理論編』日本鉄道図書、1964年、337頁)。

と述べている。

小田急 SE 車、デハ 3000 の基本設計は鉄道技術研究所 車両構造研究室において三木忠直室長を中心として進められた経緯がある。三木の一年後輩にして蛇行動解明の先達である松平 精は車両運動研究室長の任に在り、松井信夫もその下にあつた。この円柱(円筒)踏面も彼らの手で輪軸ならびに台車蛇行動に対する最も簡単な方策として試験されていた(図 9-11)²⁶²。

図 9-11 踏面勾配と左右振動



松井信夫『電車の振動と新しい台車』4 頁、第 6 図。

このように、円筒踏面にすれば高速安定性は狙えるが、輪軸の自己操舵性がなくなるから通常の曲線通過性能は犠牲となる。摩耗によって円筒度が損なわれることによる影響も考慮ないし対策されねばならない。従って円筒踏面は大体において少数派に止まっていた

²⁶² SE 車開発に関する読み物として青田 孝『ゼロ戦から夢の超特急』交通新聞社新書、2009 年、を挙げておく。一般向けの書籍であり、FR の自働車に普通に用いられる「ユニバーサル・ジョイント」と「カルダンジョイント」との異同についての怪しげな記述も見られるが(129 頁、正しくはフック継手=十字軸式自在継手で同じ物)、末尾に業界誌論文を中心とする有益な参考文献リストがある。

が、小田急の特急電車は高速電車として先駆的な例であった。逆に急曲線を頻繁に通過しなければならない市街電車においては早くからその採用例が見出されていた。沖島喜八はこの点について、

小田原急行電鉄は、昭和 24 年 9 月ごろから 3 両編成の高速電車によって円筒形踏面と円すい形踏面車輪の振動比較調査を行っていたが、昭和 26 年 8 月新宿～湯本間に運転した特急電車に円筒形踏面車輪を採用するに至った。

大阪市電においては、既に昭和 8 年ごろから順次円筒形踏面車輪を採用して昭和 10 年以降は全車これを使用するに居たり、神戸市電また昭和 10 年ごろより採用を始め、現在全車両に及ぼしているほか、名古屋電鉄岐阜線においても昭和 26 年 3 月以降実施に移しているようである。

その他にも京阪神急行電鉄、近畿日本鉄道及び京阪電鉄等は、いずれも目下試験車を設けて調査中のものであるが、現在までに得られた中間成績を総合すると円筒形踏面を使用した車両は、左右振動少なく、特に高速度におけるほど円すい形踏面との差が著しくなっている。

との状況説明を与え、自らが関与した現車(恐らく貨車、積車および空車)試験の積車試験結果を紹介している²⁶³。

但し、1951 年に投入された小田急 1700 系 MTM 3 両編成特急列車においては小田原側先頭電動車に円筒踏面が採用された、とあるから、その導入に際しては一気に全ての踏面が円筒化されたというワケでもないようである²⁶⁴。

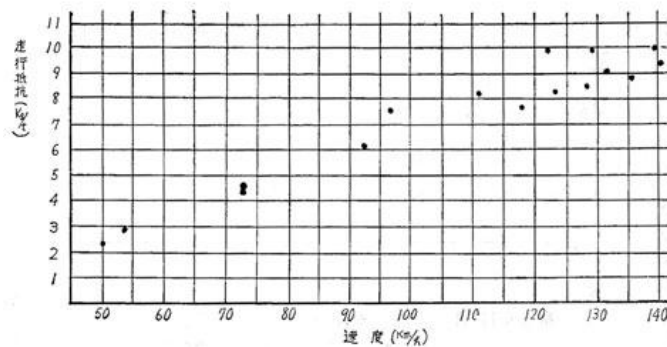
しかし、その小田急においてもやがて踏面は円錐踏面ばかりとなり、全国的にも円錐ないし円弧踏面のみが生き残った。これは後述する輪軸を弾性支持するボルスタレス台車＋ヨーダンパの組合せによって蛇行動の抑制が効果的に行なわれるようになったこととも関連する現象であると考えられる。

同年 9 月、SE 車、デハ 3000 型は国鉄 20 系(後の 151 系)“こだま”型開発の参考として東海道本線、辻堂～平塚、三島～沼津間において試験に供された。この 9 月 27 日、SE 車が函南～沼津間にて 145km/h という当時の狭軌世界最高記録を樹立した件については周知であろうが、SE 車はただただ突っ走らされていただけでなく、ちゃんと走行抵抗試験を受けていた。図 9-12 はその総括である。

図 9-12 小田急 SE 車、デハ 3000 の国鉄線上における走行抵抗試験結果

²⁶³ 沖島『新編 鉄道車両特論』286～290 頁、参照。なお、沖島は、上記の実験が元になって東海道新幹線電車の踏面勾配が $1/40$ に定められた、と述べているが、踏面勾配と蛇行動波長との関係は既に松平、松井らによって既に理論的に解明されている事実であり、手柄独り占めの感、無きにしも非ずである。なお、貨車車輪踏面の摩耗進行状況については同書、385～396 頁に興味深いデータが掲げられている。

²⁶⁴ 『電気車の科学』第 4 巻 3 号(1951 年)の表紙および「私鉄情報」、参照。



『最新 電車運転工学 理論編』335 頁より。

このリニアな特性値はこの台車、この踏面が優れた蛇行動抑制効果を発揮していたことの証であると共に、“脱線係数($\frac{\text{横圧}}{\text{輪重}}$ 比)には余裕はあったが、振動特性、集電性能にやや問題があった”という総評を客観的に裏付けるデータともなっている。つまり、左右振動は良く抑えられているが、上下振動に関しては今一步、改善の余地があった、ということである。

1958 年 2 月には小田急電鉄 運転課が玉川学園前～鶴川の自社線上にて、デハ 2220×4 から成る 4M 編成列車の走行抵抗試験を行っている。台車は住金の新鋭 FS-316(アルストム、WN 駆動)で、軸受はグリース潤滑の円筒コロ軸受(後述)であった。この時に得られたデータは速度と共に逡増する走行抵抗を表していた²⁶⁵。

同年 12 月には京浜急行電鉄 車両部が京浜川崎～京浜新子安間の本線上にデハ 800+デハ 850 の 2M 編成列車を走行抵抗試験に持ち出している。台車は川崎車輛の OK-18C(軸梁、平行カルダン)で、軸受はグリース潤滑の自動調心コロ軸受であった²⁶⁶。

1959 年 2 月には名古屋市交通局が M+M の永久連結で使用される地下鉄電車、モハ 100 の 2 両編成列車を栄町～名古屋間の上下線上にて走行抵抗試験に供した。モハ 100 の台車は日立の KH-10(軸梁、直角カルダン)であったが、国際標準軌間であるのに軸距が 1800mm と、極端に短いためか、1 両当り 4 個のコレクター・シュー(集電靴)が余程引き摺るからか、あらゆる速度域で大きな走行抵抗を示し、速度向上に対する抵抗の増加率も目立った。軸受はグリース潤滑であったが、その形式については「ころ軸受」と記載されているだけである²⁶⁷。

同年 8 月には近畿日本鉄道 業務局運転部が山田線、東松坂～櫛田間にて特急電車、新ビスタカー用のモ 10100+サ 10200(2 階建て)+モ 10300 から成る 3 両連接、オール(4)動力台車編成列車の走行抵抗試験を実施した。本来、営業運転なら後部にも流線型頭部形状のモ 10100 を連結するか、同じ 3 両の逆編成を併結して前後対称の列車編成となるのであ

²⁶⁵ 『鉄道車両の走行抵抗』21 頁、参照。

²⁶⁶ 『鉄道車両の走行抵抗』24 頁、参照。

²⁶⁷ 『鉄道車両の走行抵抗』37 頁、参照。

ろうが、供試車輛は全てファーストナンバーで、誕生直後の試験であったことが窺われる。速度域は 30～120km/h であった。台車は勿論、近畿車輛の KD30、KD30A(シュリーレン、WN)。軸受はグリース潤滑の円筒コロ軸受であった²⁶⁸。

1960 年 9 月には京成電鉄 車両部技術課が成田線、志津～大和田間にてモハ 3000+モハ 3000、2M 永久連結編成列車の走行抵抗試験を実施した。台車は住金 FS-318(ウイングバネ、WN 式駆動)で、軸受はグリース潤滑の円筒コロ軸受。当時、同線は 1372mm という変った軌間であったが、1959 年 10～11 月に国際標準軌間への改軌が行われているので、試験当時の軌間は 1435mm であった²⁶⁹。

同年 11 月には運輸技術研究所 鉄道車両部により、東京都交通局、地下鉄のモハ 5000 型 2M 永久連結編成列車の走行抵抗試験が京成電鉄、大和田～佐倉間にて実施された。これはトンネル外における走行抵抗試験のためになされた線区選定で、試験は空車と定積載状態で行われた。台車は近畿車輛で出来たばかりの KD-38(シュリーレン、平行カルダン)で、軸受はグリース潤滑の円筒コロ軸受であった。

同部は 1961 年 4 月、同じ車輛を用い、蔵前～浅草間のトンネル内にて空車、積車状態の走行抵抗試験を実施した。これはトンネル内での列車走行抵抗を明らかにするための試験であった。一般に列車の走行抵抗はトンネル内を走行する場合の方が大きな値をとる。これは列車前面に作用する大気動圧がトンネル突入の瞬間にハネ上り、脈動しつつ減衰して行くことに起因する現象であり、トンネル出口において放射される圧力波が後年、新幹線 700 系電車の前頭部設計に際して考慮された件を通じて広く知られるに至った“トンネル出口微気圧波”である。

この動圧の大きさは列車前頭部形状だけでなく、トンネル断面積と車輛断面積との比如何によっても異なって来る。鉄道技術研究所 運転研究室は 1956 年 12 月、伊東線 宇佐美ずい道(単線)、1959 年 2 月には東海道本線 日本坂ずい道(複線)において 80 系 6 両、3M3T 編成を用いて走行抵抗試験を実施し、単線トンネル内における走行抵抗が極めて大きいという事実を見出している。しかし、都営地下鉄線は単線トンネルであるにも拘らず、強固な(通過列車重量による沈み込みのほとんど無い)コンクリート道床であったためか、運輸技術研究所 鉄道車両部による比較試験では国鉄のデータほど大きな差は見出されなかった²⁷⁰。

なお、自動調心コロ軸受の車軸軸受としての使用という点に関して付言すれば、軸箱当りこれを 1 個用いる設計による限り、余程その直径を大きく取らねば長寿命を裏付ける定格荷重のゆとりを確保することが出来ない。このため、欧米ではこれを軸箱当り 2 個並列で使用する前掲図 2-3 の如き軸箱設計が一般化していた。しかし、この設計では軸箱内面ならびに上下合せ面の加工に高い精度が要求される上、組立も面倒であることから、SKF は後年、これを図 9-13 に示されるような標準設計に改めた。そして、概ねこれが UIC(Union

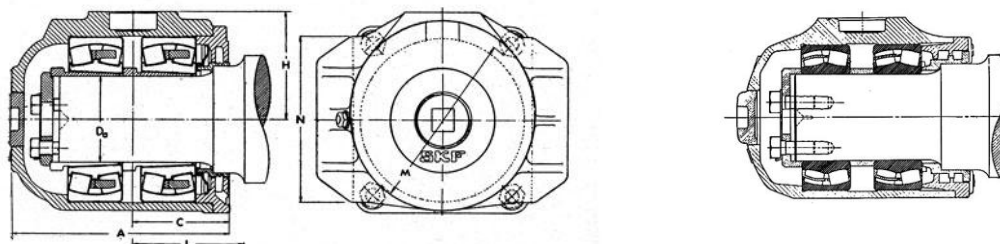
²⁶⁸ 『鉄道車両の走行抵抗』 17 頁、参照。

²⁶⁹ 『鉄道車両の走行抵抗』 23 頁、参照。

²⁷⁰ 『鉄道車両の走行抵抗』 38～41 頁、『最新 電車運転工学 理論編』 332～334 頁、参照。

Internationale des Chemins de Fer : 国際鉄道連合)標準軸箱設計の基礎となる。

図 9-13 SKF 標準軸箱と UIC 標準軸箱



『車両用ころがり軸受』67 頁、第 3・48 図、『転がり軸受工学』333 頁、図 9.42。

これに引きかえ、わが国においては円錐コロ軸受や円筒コロ軸受の普及が進んだため、自動調心コロ軸受を並列させる UIC 標準タイプの軸箱が導入されることは遂に無いままに終わった。もっとも、それを悔いるべき歴史の一コマとして記憶に留める必要が全くなかったことは、やがて明らかとなる。

(3)国鉄における円錐コロ軸受の改良

以上に見た台車研究開発に伏在した鉄道車輛用車軸軸受に固有の問題として、高速走行における走行抵抗急増とタイヤフランジないしレール踏面カドの直立摩耗、軸箱の偏摩耗という現象が挙げられた。これは国鉄において特に顕在化した問題であったように考えられる。何故なら、それは第 1 に、国鉄台車における軸箱支持機構が私鉄のそれより遅れた、ガタの多い構造であるがゆえに輪軸および台車蛇行動を激化させ易い基本的体質を有していたからであり、第 2 に、国鉄において車軸軸受として愛用されていた円錐コロ軸受が平軸受や円筒コロ軸受とは異なり軸方向ガタをほとんどないし全く許容せず、左右動に対するダンピング効果を発揮しないため、当時の軸箱前後支持剛性に劣る国鉄電車用台車においては輪軸ないし台車蛇行動に起因する横圧＝スラスト荷重の影響がタイヤフランジ、レール踏面カド、軸箱等の異常摩耗、並びにその反動としての「正面組合せ」ないし「複列内向き」軸受の損傷といった形で顕現せざるを得なかったからである²⁷¹。

さりながら、時が移るに連れて関係者の努力が実り、円錐コロ軸受を車軸軸受に採用した国鉄車輛の使用実績は総じて改善されて行った。もっとも、それは決して円錐コロ軸受が装備される台車の構造をどうこうして云々…、といった高等(?)な問題ではなく、ミニム領域における技術進歩、即ち軸受そのものの改良の成果、端的に表現すれば、軸受メー

²⁷¹ 佐藤・赤岡前掲「車両用コロ軸受の故障」、参照。因みに、国鉄の一般車輛用平軸受においては、軸方向に設計上 4 mm(全般検査使用限度 6 mm)、2 段リンクバネツリ装置装備車輛用においては 10mm(同 13mm)の軸方向遊隙が付与されていた。『近代客貨車の構造と理論』60 頁、参照。

カー並びに国鉄検修陣の功績であった。

因みに、国鉄本社においては 1955 年 5 月 19、20 の両日、第 128 回、工場業務研究会が催され、そのテーマとして車軸用「コロ軸箱」修繕作業が取上げられているが、これは円錐コロ軸受の使用範囲拡大、事故発生率減少を承け、その更なる発展のために修繕基準、修繕限度、作業方法、基準作業用治具類について研究を深め、統一すべきは統一することを狙った企画であった。

参加者は多度津、小倉、吹田をはじめとする国鉄の各工場の検修技術者であったらしい。そこでの議論は疲れ(フレーキング)の要素並びに使用限界の特定(→超音波探傷による疲労測定への期待)、修繕(検査、分解、修理)回帰、修繕方法、アキシアル隙間管理(シム調整法)、軸受部品の一部加修ないし交換の適否(小倉工場のみ実施)、機関区での検査・修繕の要否及び範囲(典型的にはスリーブの増し締め)、グリースの品質と充填量(規格統一、軸受当り充填量 2.2~2.5kg)、といった事項に及んだ。

この時点においてもなお、現場はスリーブの弛緩に悩まされており、「将来コロ軸受にはスリーブ式のものは止めて圧入式にしてゆくべきだとの意見が強かった」と伝えられている。

表 9-3、表 9-4 はこの時の工場業務研究会の説明資料の一部らしく、当時の国鉄における車軸用円錐コロ軸受の使用状況が示されている。

表 9-3 1955 年度当初の国鉄における車種別車軸用円錐コロ軸受使用状況

車 種 別	両 数	コ ロ 軸 受 数
客 車	2419	19,352
気 動 車	590	4,720
電 車	1307	10,456
電 気 機 関 車	197	3,440
蒸 気 機 関 車	311	2,376
合 計	4824	40,344

コロ研究会「コロ軸箱研究会について」(『コロとディーゼルカー』第 19 巻 7 月号、1955 年)より。

本多邦康氏提供。

表 9-4 1950 年代前半の国鉄車軸用円錐コロ軸受にみる事故件数、事故率の推移

種別 年度	客 車				電 車				電 気 機 関 車				蒸 気 機 関 車			
	両数	個数	件数	事故率	両数	個数	件数	事故率	両数	個数	件数	事故率	両数	個数	件数	事故率
1948	998	7984	21	0.26	638	5104	-	-	57	1036	-	-	200	1644	-	-
1949	1074	8624	23	0.27	791	6328	-	-	57	1036	-	-	226	1916	-	-
1950	1429	9992	25	0.25	991	7928	8	0.10	57	1036	1	0.10	240	2012	3	0.14

1951	1474	11792	24	0.20	1051	8488	16	0.19	81	1440	-	-	266	2116	-	-
1952	1754	14032	11	0.08	1131	9048	12	0.13	107	1920	-	-	281	2176	7	0.32
1953	1946	15568	7	0.05	1196	9568	18	0.19	159	2816	-	-	301	2256	4	0.18
1954	2419	19352	14	0.07	1307	10456	6	0.05	197	3440	-	-	331	2376	1	0.04

同上より。

この時期に蒸気機関車が増えているのは D→C 改造による C60、C61、C62、D 型機の 2 軸従台車化による D60、D62 の誕生による(D61 への改造は 1959 年からであるから、表の数字には含まれていない)。

なお、元の資料には気動車の両数並びにコロ軸受使用個数推移も掲げられているが、事故件数についての数字が空欄のため、割愛した。

また、余りに煩瑣となるため再掲は控えるが、1954 年度中に国鉄で発生した車軸用円錐コロ軸受の製造年(1946~1954)・部位別故障発生件数とそれについてのデータを見ると、総故障率は製造から 8 年経過した 1946 年製の 20.68%から 1954 年製の 1.5%まで、ほぼ一様に逡減している事実が示されている²⁷²。

さて、円錐コロ軸受におけるトラブル対策には材料、加工および熱処理法の改善と 3 つの転換、即ち内輪の直接圧入、即ち“締め込み”方式の導入、軸方向隙間管理に係わるシム方式から調整間座方式への転換、並びに「背面組合せ」ないし「複列外向き軸受」方式の採用が不可欠な要素だった筈である。

とは言え、上に見た“工場業務研究会”のメンバーのように、簡単に「将来コロ軸受にはスリーブ式のものは止めて圧入式にしてゆくべきだ」などと言っても、赤岡の警告の通り、両数の大きい客車、電車に圧入方式を導入するほど高い加工並びに作業精度を維持することは、当時のわが国においては出来ない相談であった。

また、コロが保持器によって内輪上に拘束されている円錐コロ軸受においては安直な誘導加熱による内輪嵌脱は困難である。勢い車軸用円錐コロ軸受の量的発展はこの点に目を瞑り、調整厄介なシムによる外輪間ピッチ＝軸方向隙間調節から調整間座による簡便な「^{スベーク・リング}シムレス隙間調節」方式への転換、及び「背面組合せ」ないし「複列外向き軸受」方式の普及の 2 点によって画される他なかった。

調整間座による定位置隙間管理方式への転換は 1948 年の客車用 J10 軸受から始まった。同方式の複列円錐コロ軸受は当初、補修部品として供給・試用されたものとするのが自然である。国鉄車輛の車軸用円錐コロ軸受が J-1A 型、J-2 型様のシム方式から間座方式に全

²⁷² 『車両用ころがり軸受』299~301 頁、赤岡『軸受の損耗と対策』126~132、139 頁、参照。尚、赤岡の本の初版は 1961 年に出版されている。当該部分の記述、データは赤岡「鉄道車両車軸用ころがり軸受の故障統計と故障実例」(『潤滑』第 3 巻 第 5 号、1958 年)を減量、再掲したものであるが、遺憾ながら、この原論文にも 1954 年以降に製造された円錐コロ軸受に関する故障率の経年推移等を示すデータ等は掲げられていない。

擦抵抗の点で有利であることが鉄道技術研究所によって解明されていた²⁷⁵。

既に述べたように、鉄道車両用車軸軸受に円錐コロ軸受を「正面組合せ」ないし「複列内向き軸受」の格好で用いることの積極的意義は皆無である。それが大目に見られていたのは、惰性を除けば、台車枠の剛性が低く、車輪に働く横圧に起因し、車軸軸受をこじるモーメントが台車枠の変形によって逃がされる、という極めてイイカゲンな関係が成立していた上に、輪軸の傾斜を大き目の“角隙間”で逃せる、との腹があったからに他ならない。

然しながら、車輛の高速化は車軸蛇行動の抑止を求め、車軸蛇行動の抑止には軸箱支持剛性の向上、即ち、究極においては台車枠の高剛性化が要請されずには済まない。この流れが国鉄という場において如何に中途半端に進展していようと、その渦中において円錐コロ軸受の摩擦トルクを昂進させ、その寿命を著しく低下させる軸の曲げモーメントを先ずは“角隙間”を利用して、次に台車枠の変形によって逃がす……要するに誤魔化す……などという設計手法は靈驗を失わざるを得ない。

この脈絡を松本美韶^{よしつぐ}は次のように極めて明快に論じている。

軸受箱が案内面をもっていて移動するような構造、例えば圧延機用軸受、鉄道車両用軸受などは軸受箱と案内面との相関的な精度、剛性などの条件によってモーメント荷重が働らく。

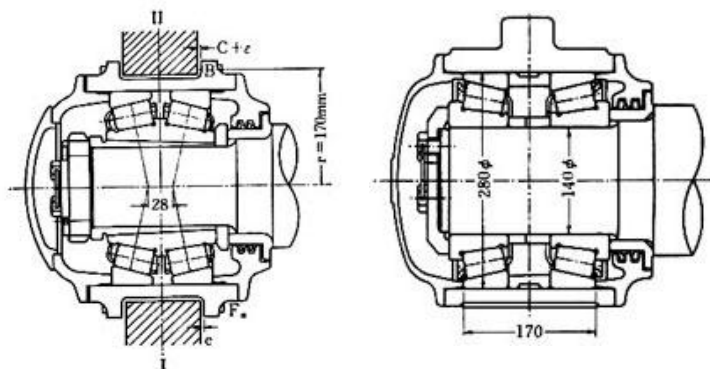


図 26【上図左】は鉄道車両用軸受の一例で、車両の台車側の案内内部 **I** と軸受箱 **A** とのすきま **C** と、台車側の案内内部 **II** と軸受箱 **B** とのすきま (**C** + ϵ) とが ϵ だけの差で仕上げられているとし、台車側の案内内部が余り変形しないものとすれば、台車案内内部 **I**、**II** で均等にスラスト荷重を受けることができず、**I** と **A** とで全スラスト荷重 F_a を受けることになって軸受箱に加わる外力は **I** と **A** とが接触する中心に軸受箱の **A** 部に F_a の大きさのスラスト荷重が作用することになる。すなわち軸受箱は **I** と **A** との接触点で F_a の大きさのスラスト荷重が加わり、さらにその接触点から軸受までの距離を腕とした $F_a \cdot r$ の力によるモーメントが生ずることになる。

²⁷⁵ 『日本精工五十年史』 344 頁。

軸受は正面組合せであるために作用点間の距離は非常に小さくなるので、モーメントによって軸受に加わるラジアル荷重はスラスト荷重の数倍になることがある。

台車側の案内部が軸方向に変形し易い構造であればⅠの部分で ε だけ変形したあとはⅡでもスラスト荷重を受けるようになってモーメントは比較的小さくなる。また逆に $\varepsilon=0$ のような状態であってもⅠとⅡの剛性が異なり、例えばⅠの剛性が殆んどない場合には大きなモーメントとなって働らく。

このように台車の案内部ⅠおよびⅡの剛性によって軸受に加わる荷重が変化するので図 26(上図左)に示した正面組合せ方式の円すいころ軸受は剛性の小さい台車には比較的支障なく使えるが、台車の剛性が大きいときはモーメントによって非常に早く破損するものであるから図 27【上図右】のような背面組合せ方式をとるべきである(遠山・松本『軸受・潤滑法』212~213 頁。【】内引用者。松本「鉄道車輛用軸受の最近の進歩」における記述もほぼ同一内容であるが、 $\varepsilon=1\sim 2\text{mm}$ で一定せず、モーメントによって軸受に加わるラジアル荷重はスラスト荷重の約6倍、との記述を含む)。

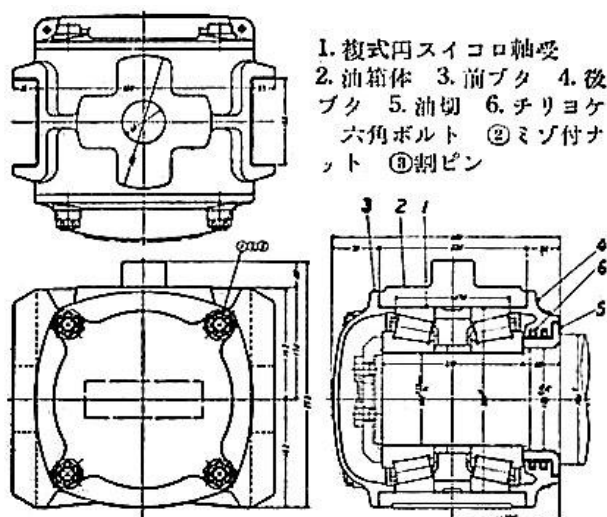
一方、国鉄に合って研究開発をリードする鉄道技術研究所の技師であったにも拘らず、赤岡はこの件について、又もや何も語っていない。『軸受の損耗と対策』の38頁では松本の前掲論文に言及しつつ、「ただし詳細はなお不明の点が多い」などと煮え切らぬ言を弄し、128頁で「インダイレクトマウンティング」の軸受使用例(次に述べる)を図示している程度である。シムレス方式導入のケースと合せ、円錐コロ軸受の二大改良に対する淡白な扱いは彼が国鉄における車軸軸受の円筒コロ軸受化の技術的リーダーであったことと無縁ではないように想われる²⁷⁶。

それでも、国鉄車輛における「背面組合せ」への転換は1953年のEH10型電気機関車を嚆矢として始まっている。EH10はパワー・エレクトリクス这点では戦前水準にあったが、先台車を廃したBoBo+BoBoという電車様の車軸配置や車軸軸受に見るべき進歩を体現した特急貨物列車用電気機関車であった。15号機などは将来における特急列車牽引のデータ採りのため、主電動機を高速化し、ギヤ比を小さくして120km/hの高速運転試験に供されたほどである。

因みに2軸ボギー台車は一体鋳鋼枠を有する国鉄機関車用台車として初のスイングハンガ式となったDT101。これは車輪径1250mm、軸距は3100mm、揺れ枕吊の長さ650mmと、電車の台車と比べて流石に大きかった。また、この台車には蛇行動対策として「心ザラ荷重の約15%」(字義通りに読めば車体重量の13%)を負担する“防振補助ササエ側受”が採用された。枕バネには向い合せの板バネ、軸バネには1本のように見えるが3重のコイルバネが用いられていた。駆動方式は吊架式、軸箱支持は勿論軸箱守方式であった。

図 9-15 EH10 型電気機関車の軸箱

²⁷⁶ 前掲 鉄道技術研究所『五十年史』、553 頁、参照。



電気車研究会『EH10 形電気機関車』1955 年、7 頁、13 図。

EH10 の軸箱を図 9-15 に示す。軸受は上の引用中の右図そのもので、スリーブを持たない直接圧入型の単列円錐コロ軸受を軸箱当り 2 個、内外輪に間座を介して「背面組合せ」で用いる方式であった。直接圧入は両数の少ない電気機関車用車軸軸受であるからこそ採用され得た方式であった。

そこにおいては「背面組合せ」における対・モーメント荷重特性を活かすため、従来、EF15 及び EF58 型に採用されていた「複列内向き軸受」よりも一段と大きな相互間隔が附与されていた。内輪の締め代は 3~4/100mm で圧入圧力は約 7 t、締め代の大きい方を軸端側に持ちるべし、と指示されていた。言うまでもなく、外側の軸受、内側の軸受、内外輪間座は軸受メーカーによって Assey 供給されるものであり、他の組合せとの間に互換性はない²⁷⁷。

然しながら、この電車様の車軸配置が国鉄機関車開発史上における先駆的事例となったのとは対照的に、この合理的ではあるが、精度管理の難しい軸受技術がわが国鉄の車輛において主流をなすことは遂になかった。

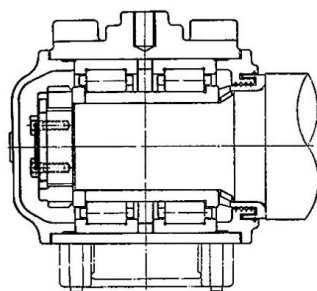
(4) 私鉄電車における円筒コロ軸受の標準化と国鉄貨車用台車における取り組み

²⁷⁷ 車両用ころがり軸受研究会『車両用ころがり軸受』52~53 頁、参照。当該部分を含む「第 3 章 車軸用ころがり軸受」は光洋精工の小野繁の執筆。EH10 型電気機関車の円錐コロ軸受については『車両用ころがり軸受』47 頁、第 3・4 図、『日本精工五十年史』344 頁、図 76 も同じ。なお、赤岡『軸受の損耗と対策』、88 頁の図 3・20(上) は天地逆、同 128 頁の図 5・1(c)は外輪径を 250mm と誤記している。

EH10 の技術的概要、歴史的意義については電気車研究会『EH10 形電気機関車』1955 年、荒井文治・臼井茂信・杉田 肇『機関車ガイドブック』誠文堂新光社、1963 年、簡単には拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』158~159 頁、参照。

車軸用円筒コロ軸受が戦前期、日車製の地方鉄道向けガソリン動車における単独での使用例らしきものを認める点については先に述べた通りであるが、それは戦後において、1950年の東京都電D10型台車用に開発されたNSK J-70(コイルバネ式スラスト受併用)を嚆矢として広く路面電車界に普及し、更には郊外電車においてもその採用を拡大して行った。1953年には私鉄経営者協会車両技術委員会によって私鉄標準型円筒コロ軸受(グリース潤滑)の寸法が制定され、郊外電車用としては小田急電鉄が1957年、2220系電車の住金FS316型WN駆動式アルストム台車にNSK ツバ付き円筒コロ軸受J-120を採用したのが軸方向に大きな遊間を持たず、それ自身でスラスト荷重を受ける新世代の車軸用円筒コロ軸受の鼻祖となる(図9-16)²⁷⁸。

図9-16 小田急電鉄に採用されたNSK ツバ付き円筒コロ軸受



『車両用ころがり軸受』74頁、第3・68図。

先にも若干触れたように、ツバないしツバ輪を有する円筒コロ軸受はある程度スラスト荷重を負担出来る。その限度はこの時のツバとコロ端面との滑り接触による発熱によって定められており、一般的には同じツバ付き円筒コロ軸受でも油潤滑の場合の方がスラスト負荷容量が大きくなり、グリース潤滑においては荷重方向の変動がある場合以外、この軸受にスラスト荷重を負荷させてはならない。また、その許容スラスト荷重はある瞬間、当該の円筒コロ軸受に作用しているラジアル荷重の概ね4割以下であることが要請される。スラスト荷重がこの比を超えるとコロの傾き(skewing)を生じ、正常な回転が出来なくなるからである²⁷⁹。

この荷重比 ≤ 0.4 なる要請を台車との関連において見れば、第1に、左右振動を助長しない、第2に、上下振動による輪重抜けを起し難い(バネ下重量の小さい)、台車ないし軸箱支持構造がツバ付き円筒コロ軸受の車軸軸受としての単独使用にとって必須の条件、という

²⁷⁸ 『日本精工五十年史』344~346頁、『車両用ころがり軸受』54、62頁、参照。

²⁷⁹ 第Ⅷ章第3節を参照されたい。4割以下云々については綿林『転がり軸受マニュアル』100頁、参照。荷重比 ≤ 0.4 という要請はまた、過渡状態においてコロと軌道輪との間に作用する横(軸)方向摩擦力がスラスト荷重をある程度吸収してくれることを暗示している。

ことになる。

他方、円筒コロ軸受にはある程度のアキシャル方向のガタが付随し、予圧された円錐コロ軸受のペアのようにスラスト荷重を剛に受け止めることはできないことを利用すれば、上述の通り、特別な緩衝装置を仕組むことも可能となり、かつ、これにより車輻横振動及び走行抵抗の緩和、車輪フランジ磨耗の低減、乗心地向上が図られる場合がある。曲線通過時の転向横圧軽減＝曲線通過抵抗削減ならびに輪軸および台車蛇行動の緩和という観点からすれば、円筒コロ軸受のスラスト方向遊隙は円錐コロ軸受や自動調心コロ軸受には無い有利な特性と解釈される余地が存在したワケである²⁸⁰。

円筒コロ軸受を用いる場合、スラスト荷重は併設されたバネと受け金、硬質弾性フェルト、耐摩耗樹脂製円盤、深溝玉軸受、スラスト玉軸受等、軸受外部の装置によって受け止めさせるか、あるいはヨーロッパの UIC が定める鉄道車輛車軸用標準型円筒コロ軸受や、わが国の私鉄標準型円筒コロ軸受(内径 120 及び 130mm)がそうであったように、内外輪に立てられたツバないしツバ輪に負担させることになる。

さらに、深溝玉軸受、アングュラ玉軸受等の軸受がスラスト負荷用に併設されるケースにおいても、その使用法は緩衝装置の有無によって再分類される。緩衝装置としては硬質弾性フェルト、皿バネ、耐油性ゴム、コイルバネ、オイルダンパ等が国鉄内外で試されており、軸箱そのものをゴムで弾性支持する方法も実用化されている²⁸¹。

円筒コロ軸受の内外輪にツバを立て、軸受自体にスラストを負担させる最も簡便な方式は東急電鉄玉川線の連接型路面電車(55)、小田急の郊外電車(57: 走行抵抗試験に供されたデハ 2220 型)から普及が始まり、上述の通り、私鉄における標準軸受の地位を獲得するに至った。

円筒コロ軸受は私鉄電車において台車軸箱支持構造の進化に助けられつつ標準型としての地位を勝ち取った。他方、同系列の軸受は客車や電車用の台車に比してより簡易な構造を有する国鉄の高速貨車用台車(チキ 5000 においては TR63)に装備された。

国鉄高速貨車用台車の濫觴は 1930 年の TR24 とされている。これは 13mm 厚の一体鋳

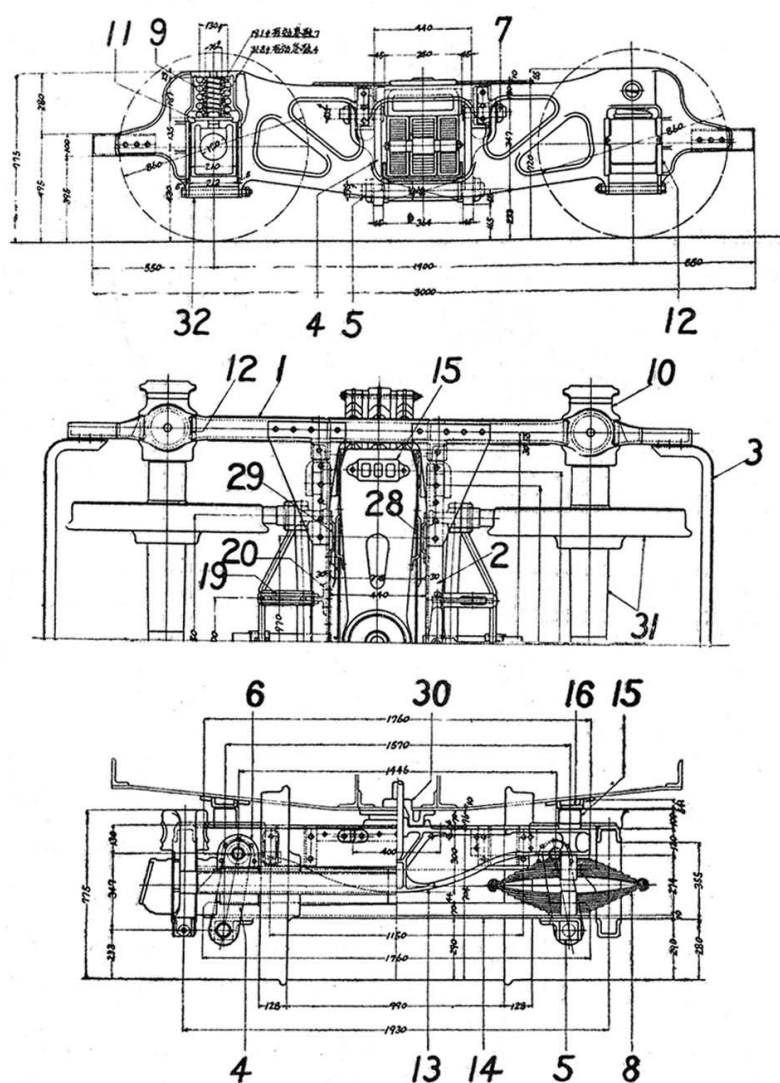
²⁸⁰ 大塚監修前掲『鉄道車両』251、395、432 頁、参照。欧州を中心として海外においては軸方向移動をほとんど許容しない円筒コロ軸受の使用法が一般的であったが、この場合には軸箱外部にスラスト緩衝機構を設置することになる。軸受設計の自由度に鑑みれば、この方が有利である。『車両用ころがり軸受』61~63 頁、参照。

但し、ドイツの FAG は蒸気機関車の時代にツバ無し一体外輪と両端ツバ輪、スリーブ止めの両ツバ付き複列内輪との組合せから成る複列円筒コロ軸受を用い、輪軸に大きな横動を許容する軸箱を製品化していたことが知れている。cf. Friedrich Wilhelm Eckhardt, *Die Konstruktion der Dampflokomotive und Ihre Berechnung*. 1952(reprint 2009), S.38, *Bild* 15. もっとも、同図は軸径が 190mm の軸受であり、同じような機構が E 型機などの動軸箱にまで用いられていたか否かについては不明である。

²⁸¹ 『車両用ころがり軸受』58~61 頁、『日本精工五十年史』345~346 頁、『軸受・潤滑油便覧』643 頁、浅野前掲論文、172 頁、参照。

鋼製中空側枠に不等辺山形鋼で中央部を補強された溝型鋼製横梁と溝型鋼製端梁をボルト及び鉚で結合した意欲作で、短い揺れ枕吊を持っていた。構造的には C55、C57 や C62 の炭水車台車の基礎となったモノでもある。何れも型式呼称無しというこの類似品の方がポピュラーになったのは皮肉である。この TR24 は客車列車に併結される貨車(特急“燕”の水槽車)や宅扱い(戸ロ→戸ロ)貨物列車用の貨車に用いられたが、高速貨車用台車と言ってもその最大運転速度は通常、85km/h 止まりであった²⁸²。

図 9-17 TR24 台車

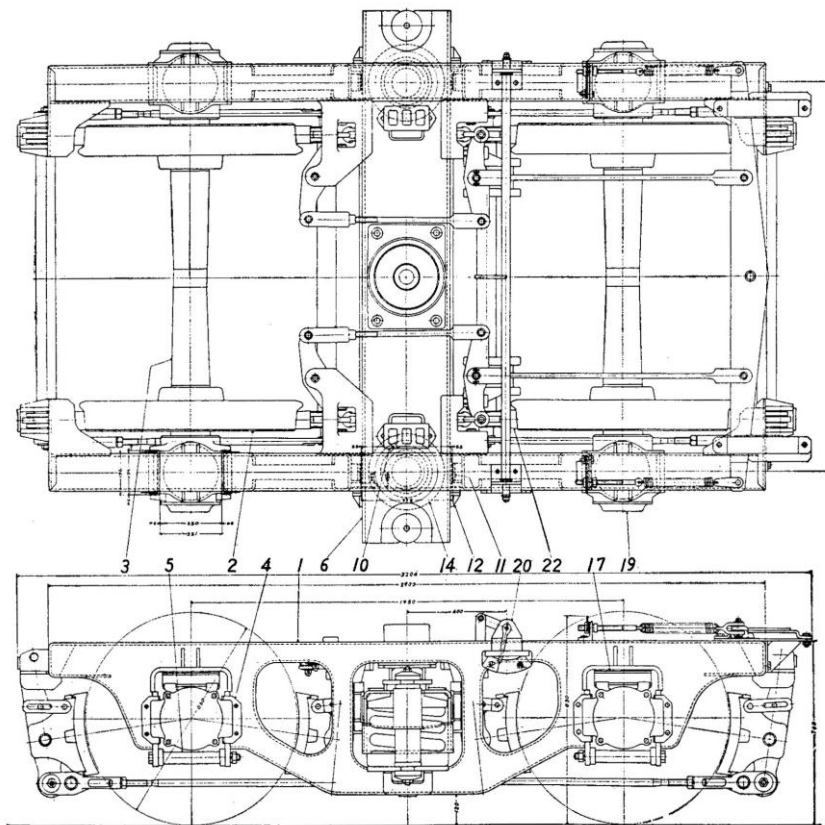


²⁸² 運転教育研究会前掲『初等客貨車工学』121~124 頁、大久保前掲『改訂増補 最新 客貨車名称図解』112~113 頁、参照。なお、C55、C57 のそれは一体鋳鋼枠、平軸受使用、揺れ枕無し、C62 のそれは鋳鋼枠・横/端梁は組立、円錐コロ軸受使用。C59 前期型の一部に使用された炭水車台車は一体鋳鋼製台車枠、揺れ枕付き、平軸受、と中間的存在で

運転教育研究会『初等客貨車工学』122 頁、第 89 図。

戦後、国鉄では'59年に設定された EH10 牽引のコンテナ特急“たから”用、チキ 5000 型貨車の TR63 台車向けとして、その前年に開発された JC6 型軸受(軸径 110 mm、外輪径 220mm、幅 180mm)がこのテのコロ軸受の嚆矢となった(図 9-19)²⁸³。

図 9-18 TR63A 台車



東鉄運転部客貨車課編著『近代客貨車の構造と理論』140 頁、2-4-12 図。

1959 年に誕生した TR63(ブレーキ装置を改造され TR63A となった)はチキ改めコキ 5000 の他、コキ 5500、ワキ 5000、ク 5000 等にも使用された鋼板プレス・溶接組立の側枠を有する台車で、やはり運用上の最大速度は 85km/h 程度であった²⁸⁴。

あった。

²⁸³ 『車両用ころがり軸受』62 頁、参照。なお、“たから”の最後部に連結された 2 軸緩急車(車掌車)の足元には 2 段リンク・バネツリ装置が仕組まれ、85km/h 走行に対応せしめられていた。

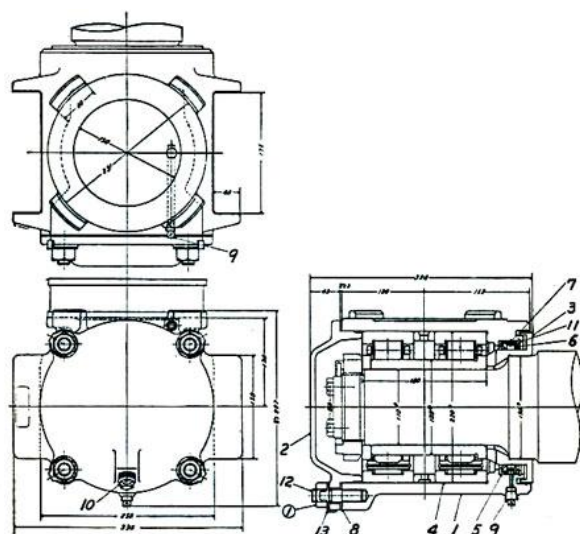
²⁸⁴ 国鉄では 1955 年の客車用 TR50 台車を濫觴とする台車側枠の鋼板プレス・溶接組立構造化については後程、まとめて取上げられる。

この台車には下揺れ枕および揺れ枕吊が無く、左右の側枠は上揺れ枕と輪軸とによって繋がっているものの剛には結合されていない。このため、左右側枠は互いに独立して前後動することが出来る。その程度は軸箱と軸箱守とのガタ及び軸受内部のガタないし角隙間によって許容される範囲内でなければならないが、左右側枠の前後相対変位量の上限は上揺れ枕と側枠との嵌合部の遊間によって規制されていた。

他方、左右動は側枠に直接鎮座する枕バネ=255mm とかなり大径のコイルバネの横剛性によって吸収され、円筒コロ軸受のスラスト方向ガタもその吸収に一役買う構造となっていた。

この台車には TR24 にあったような軸バネもなく、厚さ 40mm ほどの防振ゴムが軸箱の上に挿入されていた。このオイルダンパ付コイル枕バネ、軸バネに代る防振ゴムの使用という構造は今日の貨車用台車にも受け継がれることになる。

図 9-19 TR63 に当初、油潤滑の形で使用された JC6 型円筒コロ軸受



9 が注油口、10 が排油口。内径 110mm。

『近代客貨車の構造と理論』65 頁、2-2-13 図。

但し、このタイプの国鉄用円筒コロ軸受は両ツバ付きの外輪を持つものであったため、コロの取り外しに保持器の分解を伴う上、潤滑も量産化に当り、大事をとって油潤滑に改められていたため、保守には甚だ手がかかり、このままでは現場に歓迎され、勢力版図を拡大するほどの存在と成り得る筈もなかった²⁸⁵。

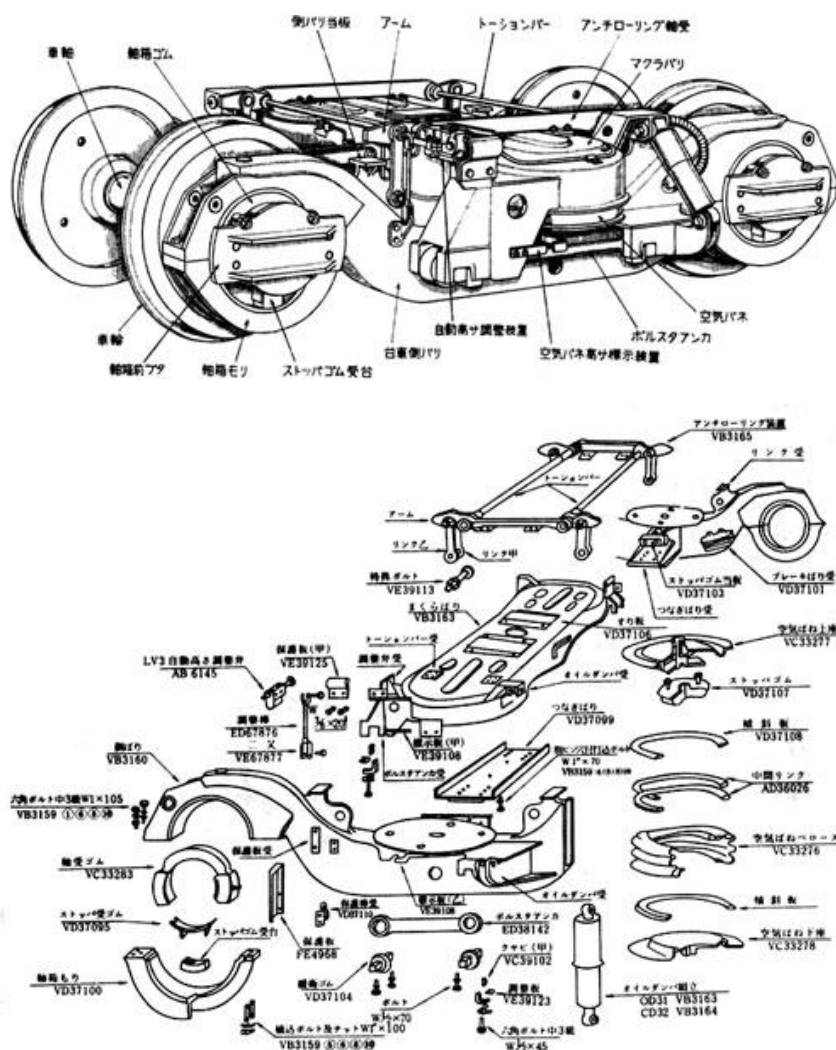
それにも拘らず、このスリーブレス・後ツバ付き一体型内輪に別体の前ツバ輪が併設され、各列独立の一体両ツバ付き外輪が調整間座を介して並列させられるタイプの複列円筒コロ

²⁸⁵ 『日本精工五十年史』345 頁、『近代客貨車の構造と理論』64~66 頁、参照。

軸受は国鉄において JC6、JC12、JC12A(内輪・隔テ金一体)、JC16 型(JC9[後述]の貨車用改造)、と、先に工場業務研究会で提起された将来におけるスリーブレス化を実現する方途はこれしか無い! と言わんばかりの勢いで系列化されて行った。

時代は更に下って 1966 年、国鉄は最高速度 100km/h 級の高速貨車、コキ 10000 型、コキフ 10000 型コンテナ貨車、レサ 10000 型、レムフ 10000 型冷蔵貨車に用いられる TR203 台車の開発に進取性を発揮している。試作台車 TR93 の量産型であり、荷物車スニ 40 等にも採用されることとなるこの台車はまた、貨車用としては円筒コロ軸受の最後の花道を飾る存在となる(図 9-20)。

図 9-20 TR203 型台車



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』200 頁、第 1・312 図、201 頁、第 1・312 図。

TR203 は 3 段ベローズ空気バネを枕バネとし、側受のみで車体を支持する非常に凝った造りの空気バネインダイレクトマウント台車であった。枕バネのオイルダンパは空気バネ

内圧感応型の積空自動切替式で、上下・左右の揺れに対応出来るよう、八の字に装備されていた。蛇行動抑止装置としてボルスタアンカを有しており、JC12 型円筒コロ軸受を収容する軸箱は 9mm 鋼板プレス・溶接組立の側枠端に溶接された鋳鋼製支持部内に半円筒形の防振ゴムを介してセットされた。この“軸箱梁式”と呼ばれる支持方式は蛇行動抑止とコスト削減(!)との両立を図るべく開発された構造である。TR203 には急行電車用台車並みにアンチローリング装置としてトーションバーが 2 本、備え付けられていた。

左右の側枠は同じく 9mm 鋼板溝型プレス成型品の“つなぎ梁”によって結合されており、“つなぎ梁”の高い前後方向剛性によって左右側枠の前後相対変位、従って台車蛇行動が抑制されると同時に、その低い捩れ剛性によって 4 輪の軌条追随性が確保されていた。この構造も今日の貨車用台車に受け継がれることとなる。

しかし、TR203 は貨車用としてはイニシャルコストもメンテナンスコストも嵩み過ぎ、系列化されることなくその使命を終えることになる²⁸⁶。

(5)国鉄車軸軸受における 55 年体制……円筒コロ軸受＋スラスト玉軸受方式の確立と新型台車の開発

フォード T 型の後車軸用平軸受の耐久力不足に対する抜本的対策として細巻きコイルをコロとするハイヤット撓みコロ軸受が採用された故事を引くまでもなく、平軸受が用いられていた場所にそのまな収まるころがり軸受が持つ魅力は大きい。国鉄も又、1948 年頃から客車・電車用平軸受に直接置き換えられる直径の小さな円錐コロ軸受(NSK)、円筒コロ軸受(NTN、NACHI)、自動調心コロ軸受(NACHI)を試作させ、4 両 32 軸箱にセットして結局 10 年以上に及ぶことになる長期実用比較に入っていた。それらは軸径 110mm、外輪径 220mm という共通のサイズを有する円錐(NSK)および円筒コロ軸受(NTN)、外径 210mm の自動調心コロ軸受(並列組合せ、NACHI)であった²⁸⁷。

この内、自動調心コロ軸受は小径化が極めて困難であったと見え、故障率が高く、途中で脱落した。先に触れた大きな直径を有する自動調心コロ軸受も客車用の場合、内輪幅が円錐コロ軸受よりも 20mm 小さく、軸箱に互換性を欠く点が忌避された。自動調心コロ軸受はモーメント荷重を受け流すが故に軸受幅が小さくて済むのであるが、コンパクトなことがそのデメリットとして感じられたのは皮肉であった。これとは逆に今回はその小径化に伴う無理が祟ったというワケである²⁸⁸。

小田急 SE 車との関連で述べた点とも重ね合わせるに、結果としてわが国において SKF タイプの自動調心コロ軸受は欧州におけるほどには普及しなかった。自動調心コロ軸受は

²⁸⁶ TR203 については東鉄運転部客貨車課『近代 客貨車の構造と理論』141~144 頁、日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』200~201 頁、参照。

²⁸⁷ 一連の試行の中間報告的文献として深沢三之「国鉄電車の輪軸用コロ軸受について」(『電気車の科学』第 5 巻 1~6 号、1952 年)を挙げておく。

²⁸⁸ 『車両用ころがり軸受』63~64 頁、77~78 頁、参照。

高速回転向きではないし、スラスト荷重の作用下においてコロにスピン・モーメントを生ずる。また、それは非分離型であるため、軌道面や転動体の点検がし辛い。最後の評価はオイルストーンによる微細な傷の修正などまで考慮に入れる場合、無視できない。もっとも、わが国鉄道車輛界における自動調心コロ軸受不振の最大の理由はこの軸受の製造難度が高かったからであると想われる。

因みに、工業技術庁 機械試験所では国産品の品質向上を促すため、国産と SKF 製の非対称コロ型複列自動調心コロ軸受(図 6-1 b)を相互比較し、データを公開している。この内、コロの加工精度比較の一端からは著しい彼我の懸隔が明らかにされている。

それによれば、コロ中央部の真円度は、SKF の $0.5\sim 0.7\mu\text{m}$ に対して国産品は約 $3\mu\text{m}$ 、1 軸受中の 28 個のコロの直径相互差は同じく約 $2\mu\text{m}$ 対 約 $7\mu\text{m}$ 、端面振れは平均 $0.7\mu\text{m}$ (最大 $2\mu\text{m}$ 、最小 $0.0\mu\text{m}$) 対 $4\sim 8\mu\text{m}$ 、太端面の曲率半径のばらつきは 2mm 対 $6\sim 9\text{mm}$ という落差であった²⁸⁹。

円錐コロ軸受と円筒コロ軸受は予想以上の成績を示した。直接対決の勝者は円錐コロ軸受であった。かの“湘南型”電車をはじめ、1950 年度新製車両から国鉄車輛の車軸用コロ軸受は円錐コロ軸受に統一する旨、決定された。

しかし、国鉄の決定は朝令暮改の典型となり、それ自体に関する限り、組付け時に精密なスラスト隙間調整を必要としない円筒コロ軸受の導入に向けた開発が進んだことにより、円錐コロ軸受の勝利は三日天下に終わった。反攻の先鋒は勿論、上述の平軸受代替円筒コロ軸受、ファフナ社(米)の製品を参考にしたと思しき、そして皮肉にも(?)松本の率いる NTN の HJ2 軸受(図 9-21)であった。

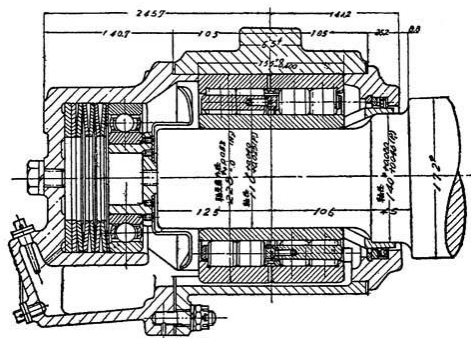
図 9-21 NTN の試作 HJ2 軸受を組込んだ軸箱

²⁸⁹ コロ輪郭曲線の曲率半径、コロ最大径位置誤差、内外輪寸法に関しては SKF 製品と国産品との間に大差はなかった。この他、同論文には組立精度、コロの運動状態、摩擦トルク変動、温度上昇、回転騒音等について、例えばコロ端面に小さな鏡を貼り付けるなど、巧みな策を巡らして得られた比較データが採られている。内海龍夫・青木三策「球面コロ軸受の性能」(『機械の研究』、第 4 巻、第 4 号、1952 年)、参照。

ころがり軸受に関して当時用いられていた様々な試験・測定法については内海龍夫・金子鍊造『コロがり軸受の検査法』オーム社(オーム文庫 210)、1954 年、中野幸久『軸受とその検査』精密工学講座 III-7、日刊工業新聞社、1958 年、参照。

戦前期、戦後同時代における SKF については“ころがり軸受”質、量、向上策(1),(2) (『ベアリング』所収、翻訳論文)及び橋本前掲「SKF 軸受会社 Göteborg 工場を見学して」参照。

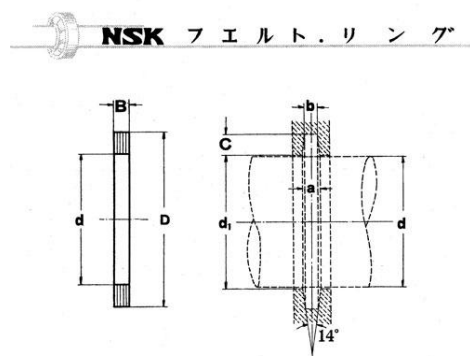
戦後の国鉄における自動調心コロ軸受採用例については「車輛用コロ軸受の諸問題(1)」、東鉄運転部客貨車課編著『近代客貨車の構造と理論』交友社、改訂第 3 版、1968 年、61~69 頁、浅野前掲論文、参照。



『車両用ころがり軸受』57頁、第3・25図（185頁、第7・25図も同じ）。

1949年にTR25台車に初装備されたそれは、筒状(ツバ無し)内輪上に4列のコロが二組に分かれて転動し、片側ツバ付きの外輪2個がこれを収容するヤヤコシイ型式で、スラスト方向に4mmのガタを有していた。また、スラスト荷重は当初の受け金から、後にはラジアル玉軸受(アンギュラ→深溝)に負担させる構造へと改められたが、それらはご丁寧にもグリースではなく油潤滑型の軸受であった²⁹⁰。

図9-22 フェルト・リングとハウジング側の溝



『NSK ボール及ローラーベアリング 型録(C.No.21)』（1939年3月以前の発行であるらしいが詳細不明）75

²⁹⁰ 松本美韶「一軸方向に弾性を持たせた一車軸用軸受」（『電気車の科学』第4巻1、2号、1951年）、同前掲「鉄道車輛用軸受の最近の進歩」、『車両用ころがり軸受』56~57、284~285、301~302頁、赤岡前掲書、132~135頁、赤岡前掲「鉄道車両車軸用ころ軸受けの故障統計と故障実例」、参照。

この世代の試作品的な車軸用円筒コロ軸受が油潤滑になっているのは円筒コロ軸受の潤滑不安に対する予防策というのが第一義である。当初、スラストを受け金によって負担させてみたこととの関連性は付帯事象とみなされるべきである。

当時、内外で試みられていた車軸用円筒コロ軸受の諸類型については『車両用ころがり軸受』54~63頁、赤岡前掲「鉄道車両用コロガリ軸受の特殊性」図14~22、参照。但し、最後の文献にはただ図が羅列されているだけである。

頁、より。

因みに、日本精工は内径(軸径)20～115mm までのフェルト・リング、製品呼称 Fe5～Fe26 を内径 5 mm 刻みで用意していた。但し、フェルト・リングが一般に転がり軸受メーカーによって供給されていたと言えるか否かは不明である。東洋ベアリング製造前掲『NTN ボール ローラ ベアリング CAT. No. 20』(1939 年)、124 頁にはこれと同様の情報が記載されているが、同時代の不二越鋼材の前掲『NACHI 印製品寸法表 第十二巻』(1941 年)にはこの種の情報は記載されていない。

要するに、“湘南型”電車快走の舞台裏では「何が何でも円筒コロ軸受を」という強烈な意志が現れていたワケである。手のかかる油潤滑型ころがり軸受の実用化に当ってはオイルシールの開発が致命的な重要性を担っていた。我々にも馴染み深いフェルト・リング(図 9-22)からその溝にピッタリ収まる形状の皮革・合成ゴム製、さらに合成ゴム製のグリースシールを経て合成ゴム製リップシール(今日のオイルシール)へというシール技術の進歩について、遠山広光は次のように述べている。

(第 1 次世界大戦の)……当時、軸受の潤滑剤にはもっぱらカップグリースが用いられ、軸受箱の密封装置(シール)としては軸受箱の軸貫通部に V 形みぞを切り、そこに環状に打ち抜いた厚さ数 mm のフェルトをはめ込んで、いわゆる接触式の密封装置として使用された。

フェルトも純白でファイバが長く弾性に富んだものはよいが、それにしてもグリースが浸潤したり、あるいはまた塵埃などが付着すると固くなり、一方フェルトはその本質として熱に弱く(耐用 120℃以下)、軸との接触が強いと、そこに発生する摩擦熱のためにそれ自体が固化し、弾力が消失するに至る。弾性が喪失すると、軸との間には軸振れに相当するすきまを生じ、密封効果の期待はできない。

しかし、この装置も不完全ながら、永年にわたって利用されてきたが、その後自動車の普及発達から軸受に対する防塵対策が重要な課題となり、ここに信頼性の高いシールの要求から、シールリップ材に皮革を用いた、いわゆるオイルシール(現在用いられているオイルシールの原形)が考案されるに至り、最大の需要の自動車に始まり、大形では今次大戦前にはすでに圧延機のモーゴイル軸受にまで採用されていた。

しかし、その後ドイツ I.G.社によって研究開発された合成ゴム(ニトリルゴム、略称ブナ N)は耐油性、耐熱性にすぐれ、耐摩耗性にもすぐれていることから、ここにシール材料としてとり上げられるに至った。

わが国では 1950 年、富士パッキン社によって試作されたブナ N によるオイルシール(設計の原形は米国ガーロック社の皮製オイルシールによる)が三機工業のベルトコンベア用キャリアローラに標準規格品として採用になり、以来各種の産業機械に人造ゴムによるオイルシールの利用の道が開けたのである²⁹¹。

²⁹¹ 赤岡 純 編著『シール技術』39～42 頁より。なお、この間の発展経緯については綿林

他方、オイルシール(リップシール)の材料について松本美韶^{よしつぐ}は次のように述べている。

オイルシールの主材料の合成ゴムとしては、一般にニトリルゴムが用いられ、アクリルゴム、シリコンゴム、フッ素ゴムなどが用いられる。

使用温度が 60～70℃程度で、EP 剤【極圧添加剤】などの入っていない潤滑剤を用い、シールの接触部の周速が 10～13m/sec 程度以下であれば、ニトリルゴムを用いた市場品を使って相当長期にわたって使用できる。

周速がさらに上昇して 15m/sec をこえる場合、軸受温度が 100℃程度になるとき、あるいは潤滑剤中に EP 添加剤の入っているときはアクリルゴム使用のオイルシールを用いる(同 182 頁)。

松戸電車区においては 1950 年から HJ2 のテストが実施された。オイルシールとして当初はガーロック社(米)のオイルシール及び国産の皮革製シールが供されたが、成績不良で 1953 年 6 月以降、全数、日本ダストキーパー社製の合成ゴム製リップシールに切り替え、更に、材料変更、コイルバネ(ガータスプリング)の変更、平パッキンから O リングへの変更により、1955 年頃には油潤滑コロ軸受のオイルシールに関する基盤技術が確立せしめられた。その間における HJ2 自体の使用成績は極めて優秀で、1950 年以来、9 年間の使用後においても外輪転走面に荒れやスミアリングの痕跡は見られなかった、と回顧されている²⁹²。

『転がり軸受マニュアル』134～136 頁、参照。

²⁹² 『車両用ころがり軸受』241～242 頁、赤岡純「鉄道車両用コロガリ軸受の特殊性」(マシナリー編集部前掲『軸受』[1964 年]、所収)、参照。

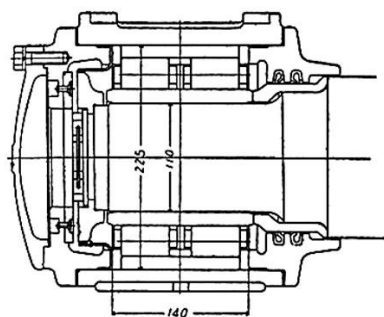
日本でも一部で戦前から用いられて来たガーロック社製オイルシールの新製品、ブナ N 系統合成ゴムを用いたリップシールをはじめ、当時、注目されていたオイルシールについては赤岡 純「軸受密封装置とオイルシール(1)(2)」(『機械の研究』第 3 巻 第 8、9 号、1951 年)、曾田範宗東京大学教授の指導と東洋ベアリング、松本美韶技師の協力を得て日本ダストキーパー社の研究室と赤岡が進めた研究実験の概要については赤岡 純「オイルシール」(『日本機械学会誌』第 57 巻、第 426 号、1954 年 9 月)、参照。この実験はオイルシールの密封機構、摩擦トルク、コイルバネの特性、オイルシールの耐久性・耐熱/耐寒性・熱膨張、高速度・高内圧化への適応性等に係わるものであった。赤岡と日本ダストキーパーの技術者たちは約 5 年後、1 年近くを費やしてより徹底的な摩耗実験を行っている。その詳細については赤岡純・志賀重治・宮本文雄・下位義男「オイルシールの摩耗」(『潤滑』第 5 巻 第 3 号、1960 年)、参照。

なお、車軸軸受ではないが、赤岡による客車空調用圧縮冷凍機の軸受密封装置、潤滑機構の故障に関する展望記事によれば、従来のメカニカルシールを 3 連のオイルシールに換え、その間にグリースを充填、軸に適当な硬度のスリーブを嵌めた密封装置に改めたところ、衝撃、振動、塵埃噛み込みに起因するフロンガスの漏洩が著しく減少したという。これも技術進歩における一波及形態である。赤岡「フィルタ・密封装置・潤滑系統」(摩擦潤滑部分の故障例(Ⅲ))『日本機械学会誌』第 62 巻 第 482 号、1959 年 3 月)、参照。

HJ2 に組合せるスラスト緩衝装置としては皿バネが用いられた。これを従えた HJ2 は客車においては TR23、電動附随車においては TR25 台車に装備された。これと同時に HJ2 の保持器を千鳥型に改めた 4 列円筒コロ軸受も試用されているが、コロの踊りが甚だしいことによって内外輪転走面に荒れが生じ、コロの鼓型摩耗や電食の危惧も若干認められるなど、その成績は著しく不良であった²⁹³。

他方、永らく国有鉄道における新型軸受の実験場をなした内燃動車においても 1952~'53 年に 30 両だけ、半ば試作的に造られた電気式 DC キハ 44000(後のキハ 09)系の DT18(直角カルダン)、DR18A 型、1952 年のキハ 44500(キハ 15)及び 1953 年のキハ 45000(キハ 17)の DT19、TR49 型台車には軸端にスラスト受金、前蓋に耐摩耗性樹脂製スラスト受を有し、その間の隙間 5mm(最大 8mm)にして緩衝機構を持たないスリーブレス型の複列円筒コロ軸受 JC1A(軸径 110mm、外輪径 225mm、内輪幅 150mm)が採用された(図 9-23)²⁹⁴。

図 9-23 キハ 44000 における円筒コロ軸受の使用状況



『車両用ころがり軸受』54 頁、第 31・8 図

これらの台車はプレス鋼板溶接構造、端梁(前後端のクロスメンバ)省略、と近代的容姿を帯

²⁹³ 赤岡前掲「鉄道車両用コロガリ軸受の特殊性」、参照。円筒コロ軸受に関する製造年別・部位別故障データについては『車両用ころがり軸受』301~305 頁、赤岡『軸受の損耗と対策』132~143 頁、参照。但し、何れにおいても円錐コロ軸受の場合のような具体的数値は掲げられていない。

管見によれば、例外は赤岡「鉄道車両用コロガリ軸受の特殊性」に表 2 として掲げられているナハ 10 形 3 等客車、1013 号車の TR50 台車に装備された 8 個の NSK 円筒コロ軸受の外輪外径寸法に 1 年間に生じた真円度の狂いについての数値である。これは円筒コロ軸受において軸箱剛性の不足や軸箱内径の精度不良に起因する外輪の永久変形が如何に甚だしいかを例示したデータである。

因みに、HJ2 の好成績は外輪が比較的厚く、2 個に別れたその双方が片ツバ付であることによる高剛性に負うところ大であった。

²⁹⁴ 『車両用ころがり軸受』54、75~76 頁、参照。

びていた。しかし、DT18 においては直角カルダン駆動方式採用の皺寄せとして高速台車でもないのに軸距が 2300mm にも達したのはまだしも、推進軸に邪魔されたため、通常の枕バネが使えなかったことを承けて枕バネ代わりに防振ゴムを使用した素略極まる構造が採用された²⁹⁵。

防振ゴムとは金属バネなどより遥かに大きなその内部摩擦を利用して共振防止や衝撃吸収に用いられるゴムである。国鉄では DT17、TR48 の頃から心皿部、軸バネ座、枕バネ座、主電動機ノーズ受などにフェルトや防振ゴムを用いる実験を重ねて来ており、かつ、その後における防振ゴムの品質向上はダンパやボルスタアンカ取付部、リンクやピン回り等、その使用部位の拡大を促すことになるが、流石に枕バネの代用品という役目は防振ゴムにとっては重過ぎた。

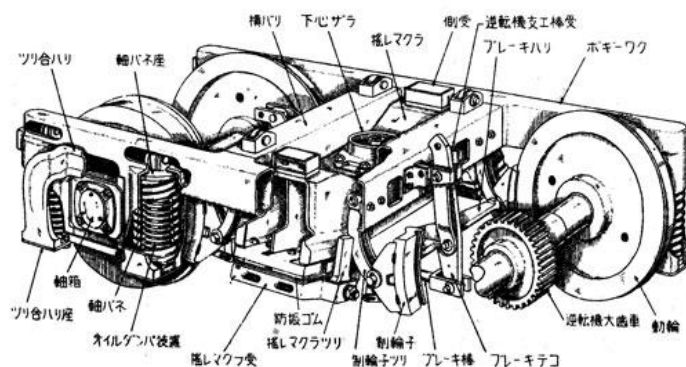
勢い、軸バネに担わされるべき役割が増し、大きな軸バネを“釣合梁”で連結した特異なウイングバネ式台車となり、申し訳に軸バネの中に伸びに対してのみ作用する片効きの ODI 型オイルダンパが仕組まれた。このオイルダンパは案内円筒の機能は担わなかったが、軸バネにオイルダンパを仕組むというアイデア自体は、此处に入れるしかない、という苦肉の策であると共に、枕バネ、軸バネ何れか一方のみにダンパを付ける場合、軸バネに付ける方が車体上下振動加速度の値が小さくなり、良好な振動減衰性が得られるというシェリーレン台車絡みで触れられた理論的、实际的知見に基づく設計であった。

しかし、この知見はあくまでも真つ当な枕バネが存在する場合の命題であって、枕バネに替えるにストロークのごく短い防振ゴムしかない台車に軸ダンパを付けた位では乗心地など確保され得なかった。無論、ピン中心間距離 600mm という長い揺れ枕吊が奢られたからといって、そんなモノは上下振動緩和策としては何の足しにもならなかった。

図 9-24 DT19 型台車

²⁹⁵ 主電動機 MT45(2 個使用)は 300V 直流直巻、密閉自己通風型で連続定格出力 45kW、167A、同回転数は全界磁で 1650rpm、弱界磁(60%)で 2300rpm であった。概ね 2 個で大型トロリーバス用 506 級主電動機並の出力であった勘定になる。

DT18 については石澤應彦「DT18 形台車について」(『交通技術』74 号、1952 年 10 月)、深田前掲『最新 ディーゼル動車入門』8~13 頁、鉄道史資料保存会『ディーゼル動車明細図集』1989 年、5 頁参照。但し、揺れ枕を左右非対称に、揺れ枕吊を左右不等長に描いた深田の 9 頁、第 2 図は全くのデタラメである。MT45 については深田瑞穂『最新 ディーゼル動車入門』交友社、1953 年、76~78 頁、軸受についてはまた、『ディーゼル動車明細図集』、7 頁、参照。



鉄道科学社編集部『図説 ディーゼル動車』鉄道科学社、1954 年、148 頁、第 111 図。

DT18 の基本仕様は軸距が分相応の 2000mm に改められた液体式 DC 用 DT19 型台車(図 9-24)においても何の必然性も無いまま、安易に踏襲され、かつ、この DT19 は大量に製造された。その結果、DT19 は枕バネの代用品として引続き採用された防振ゴムが祟り、TR26 にも劣ると酷評された劣悪な乗心地で不興を買った。速度の増大と共に乗心地係数は著増し、かつ、ブレーキ圧力が軸箱守摺動部における摩擦を増大させる減速時の振動は激烈であったと伝えられている。

その早期解消を真剣に図ったためとも思えぬが、国鉄は 1956 年 3 月、汽車製造が開発した空気バネをウィングバネ式に装備し、軸箱外部にオイルダンパを装着した DT19/TR49 改造試作台車をキハ 48100 型液体式 DC(48102)に履かせ、東北本線、川口～浦和間において走行試験を行っている。この試作台車は本邦初の空気バネ台車であった。

試験速度は 40、60、70、80、90km/h で、比較のベース DT19 の乗心地が酷かったため、試作空気バネ台車の乗心地成績はあらゆる速度域において良好であったが、その成果は国鉄ではなく、京阪電鉄向けに開発中の KS-50 型台車に活かされることになる。もっとも、こちらは枕バネとして片側 2 本のコイルバネを持ち、軸バネとして小さな空気バネをウィング式に有し、枕バネと軸バネ部にオイルダンパを装備する内吊式、軸距 2100mm のスイングハンガ台車であった²⁹⁶。

KS50 台車は 1951 年デビューの 1700 系特急車 1759 号に試用された。「性能的に問題があるが、乗心地は極めてよい」とのコメントにその全てが語られていた。空気バネを軸バネとする台車がメジャー化するような状況は遂に生じ得なかったからである。

DT19 の性能に起因する国鉄 DC の乗心地に係わる問題が解消されるのは 90 系通勤電車のために開発された後述、DT21 型台車の派生物たる DT22/TR51 系台車が投入されてからであった。それでも、乗客の不満を他所に、DT19 においてはタイヤ体圧延車輪および円筒コロ軸受の採用とあいまって台車軽量化、取扱い簡易化、フランジ摩耗の低減がと

²⁹⁶ 高田隆雄・平尾順平・岡田幸雄・中井龍夫「鉄道車両用空気ばね台車走行試験」(『KSK 技報』Vol.5 No.4 1956 年)、試験データの一部については沖島『新編 鉄道車両特論』225～226 頁、参照。

もかくも実現されていた。そしてこの毀誉褒貶相半ばする DT19 型台車を履いた一連の DC は国鉄車輛における車軸用円筒コロ軸受普及の先駆けとなって行く²⁹⁷。

即ち、1954 年に投入されたレールバス(2 軸の軽快 DC)、キハ 10000 においては一連の DC 用円筒コロ軸受の使用実績を承け、弾性フェルト(スラスト隙間 3mm)を従え、軽量設計に徹した複列円筒コロ軸受(軸径 95mm、外輪径 170mm、外輪幅 135mm)が採用された²⁹⁸。

更に、この年、国鉄においては以上の試用・実用実績を踏まえ、客車、電車への円筒コロ軸受大量採用を決定した。軸受は内外輪を筒状一体に改めると共に別体の前後外輪ツバを配し、コロを広幅 2 列に置き換えたグリース潤滑の JC2 型円筒コロ軸受(軸径 110mm、外輪径 235mm、内輪幅 180mm)で、硬質弾性フェルトと受け金によってスラストを緩衝・負荷させる装置と共に使用された。このスラスト負担装置においてはスラスト隙間 5mm、緩衝のためのフェルト圧縮変形量 3mm、計 8mm の横方向移動が許容されていた。

しかし、取扱いが楽であるべきグリース潤滑においてはフェルトの焼付が多発したため、翌 1955 年、図 9-25 のように、皿バネと深溝玉軸受によるスラスト負担装置を有する構造に改められた。複式円筒コロ軸受などという妙な名で呼ばれる“複列円筒コロ軸受+深溝玉軸受”という国鉄車軸軸受における基本構成がここに定礎された。円筒コロ軸受内輪の輪軸への組み付けは勿論、誘導加熱による焼嵌である。即ち、これが国鉄車軸軸受において確立せしめられた 55 年体制^{スタイル}である。

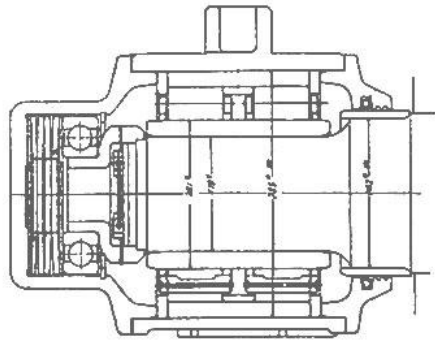
図 9-25 国鉄の複式円筒コロ軸受(円筒コロ軸受と深溝玉軸受のペ+皿バネ緩衝装置：客車用)

²⁹⁷ この軸受については『車両用ころがり軸受』54 頁、参照。鉄道科学社編集部・編『図説ディーゼル動車』1954 年、147~149 頁、同改訂増補版、1957 年、195~197 頁、『日本精工五十年史』344、345 頁にもごく簡単な言及が見られる。

プレス鋼板溶接構造化による重量軽減効果について見れば、客車用の TR47 型鋳鋼台車(前掲 TR40 とほぼ同じ)の 6.1 トンに対し、鋼板プレス溶接組立の TR50 型は僅か 4.15 トンと、30%以上の軽量化が達成されている。前掲『近代客貨車の構造と理論』129 頁、参照。もっとも、初期の鋼板プレス・溶接組立台車枠は行き過ぎた軽量化が祟り、使用年数の経過とともに亀裂発生に悩まされて行くことになる。

このタイプの電車用台車枠の溶接補修を含む修理については国鉄大井工場電車修繕研究会前掲『電車の修繕』(交友社、1969 年)、125~146 頁、参照。

²⁹⁸ 『車両用ころがり軸受』56、76 頁、参照。



当初はこれも 1950 年頃、油潤滑で試作された。

『車両用ころがり軸受』 57 頁、第 3・26 図、302 頁、第 11・3 図。

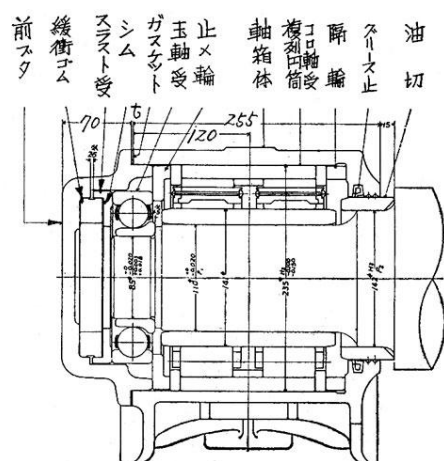
件の深溝玉軸受は軸によって支持されるのみで、軸箱の収容部とは大きな隙間を以って相対せしめられていた。このようなスラスト軸受の使い方は一般機械においても見られ、通常、内輪は軸に対して“しまり嵌め”と“隙間嵌め”の中間に当たる“中間嵌め”によって組み付けられる。また、当該の深溝玉軸受には軸端の玉軸受側当て金との間にも 0.5mm の隙間が与えられていた。このため、スラストが働いていない時、この玉軸受は内外輪一体のまま軸について回るのみで、軸受としての回転はしない設計となっていた²⁹⁹。

その後、高加減速運転を狙って 1957 年に投入された 90 系通勤電車(後の 101 系)の中空軸平行カルダン式駆動方式を採る DT21 型台車より、スラスト用の玉軸受は取扱いの便を図って内輪が外れるマグネット玉軸受的な構造のアンギュラ玉軸受に置き換えられ、かつ、スラスト緩衝用の皿バネは廉価で性能的にも優れた合成ゴム製の緩衝材(バネ定数 300kg/mm)に置き換えられた(図 9-26)。しかし、コスト的に不利な皿バネを用いる方式も一部では採用され続けることになる。

図 9-26 DT21 型系台車に採用された車軸軸受

²⁹⁹ 電車用はスラスト受がやや大造りなだけで、設計思想は同じである。これらについては『車両用ころがり軸受』 56、57~58、287、302 頁、赤岡前掲書、133~134 頁、『日本精工五十年史』 345 頁、参照。図としては最後の文献のそれが最も鮮明である。一般機械における同様のスラスト負担機構については綿林『転がり軸受マニュアル』 104 頁および 117 頁、図 3.2.1、参照。

なお、国鉄大井工場電車修繕研究会前掲『電車の修繕』 170~178 頁はこの電車用 55 年体制的車軸軸受を中心とする電車用車軸軸受検修技術の概説書となっている。もっとも、軸受に関して使用者が手を出せるのは分解、洗浄、検査、組付け(含、隙間調整)程度である。



日本国有鉄道(中央鉄道学園編)『通信教育教科書 第一部 新形電車 2』修正第4版、1965年、117頁、第8-4図より。

件のDT21型台車はナハネ10型三等寝台車用TR50台車(枕バネはコイル、1本軸バネ式、1955年)に始まる9mm鋼板熱間プレス成形・溶接組立台車枠を有する軽量台車であり、これとDT20型とを合体したような構成を有する台車であった。

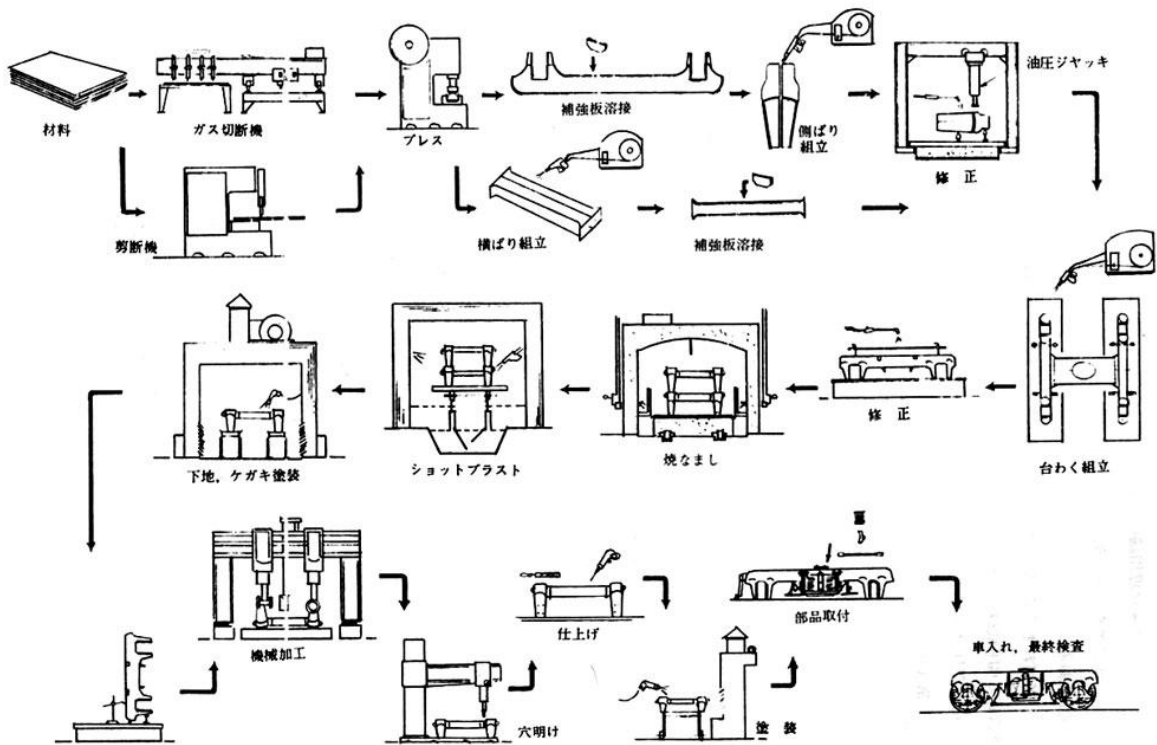
ここで、台車枠の熱間プレス成形→溶接組立による製造から総組立に到る工程を概観しておこう³⁰⁰。

工程全体の流れは図9-27の通りで、例として用いられている台車はDT21の気動車版、DT22である。

図9-27 熱間プレス成形→溶接組立による台車の製造工程

³⁰⁰ 日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』512頁、第3・72図、513～526頁、参照。

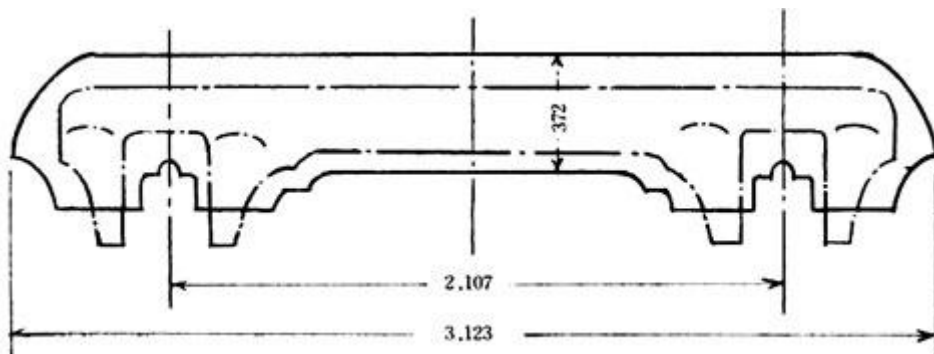
台車は鉄道車輛の構成部品の中でも製造工程、構造、何れの面においても順列組合せ的發展が顕著な領域であるが、この台車枠熱間プレス技術は特別に大きな歴史的進歩であった。プレス工業(株)によって開発されたこのユニークな技術の歴史と概要、自動車技術との相関については拙稿「独立系部品メーカーの技術戦略」、「日本自動車部品工業の技術形成」(大島卓編『現代日本の自動車部品工業』日本経済評論社、1987年、所収)、「自動車部品企業の技術形成」(中岡哲郎編『技術形成の国際比較』筑摩書房、1990年、所収)、前掲『鉄道車輛工業と自動車工業』148～149頁、参照。DT20については電気車研究会前掲『湘南電車詳解』77～80頁、DT20とDT21の側受については国鉄臨時車両設計事務所『モハ90形電車詳解』電気車研究会、1958年、83頁、参照。



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』523 頁、第 3・94 図。

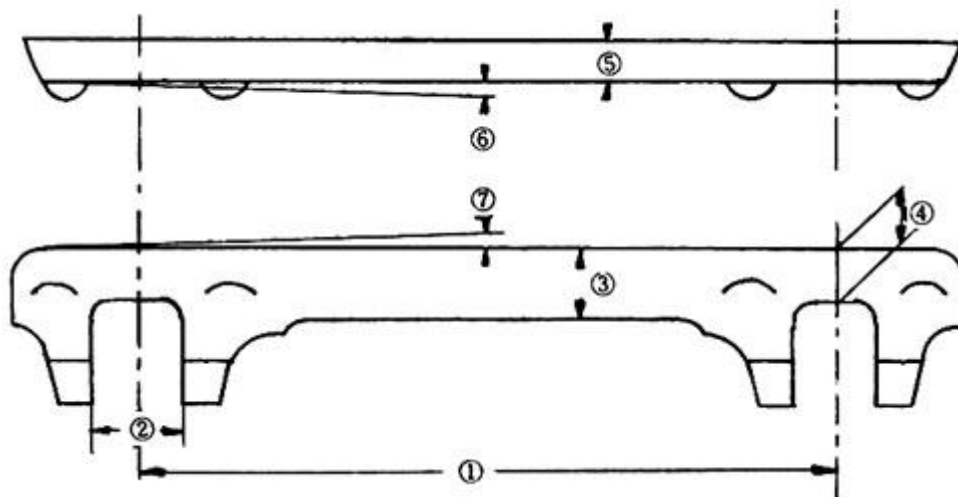
プレス工程はガス切断によるブランキング(図 9-28)に始まり、材料は 850℃に加熱後、1500t プレスに贈られ、750℃程度の温度で熱間プレスされ、空中放冷される。その後、反り、曲り、疵、錆等の外観検査が行われる(図 9-29)。ここまでは粗形材メーカーであるプレス工業㈱の領分である。

図 9-28 側梁のブランキング



同上書、514 頁、第 3・76 図。

図 9-29 側梁のプレス成型と成型品の検査部位

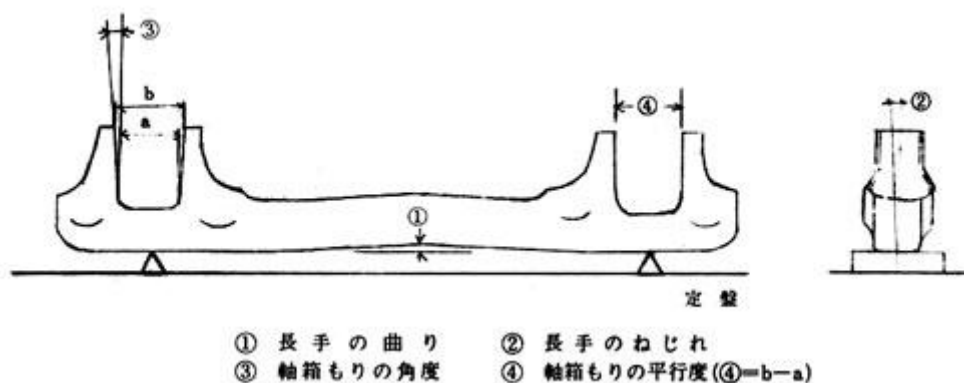


同上書、514 頁、第 3・77 図。

続いて、プレス粗形材は台車メーカーに送られ、プレス代の切断、開先部成形、補強板位置の罫書き、同溶接、裏当金溶接、側梁の場合なら、片側の左右をモナカのように合せて仮付け、続いて軸バネ座の周囲を溶接、更にユニオンメルト溶接機等により本箱溶接、軸箱守すり板を溶接。

溶接完了後、修正(図 9-30)。

図 9-30 側梁の修正箇所



同上書、516 頁、第 3・80 図。

更に、罫書きの後、側梁は横梁と溶接組立、グラインダ仕上げされる。台車枠の形をなしたワークは加熱と冷却を繰返しながら修正され、その後、内部応力除去と溶接部の金属組織改善のための焼鈍にかけられ、ショットブラスト、錆止め塗装、罫書き、機械加工(孔明け、座ぐり、タップたて、リーマ通し)、バリ取り、溶接スパッタ取りを経て完成に到る。

完成した台車枠には揺れ枕その他大小の部品類が取付けられ、車入れの後、塗装、検査、

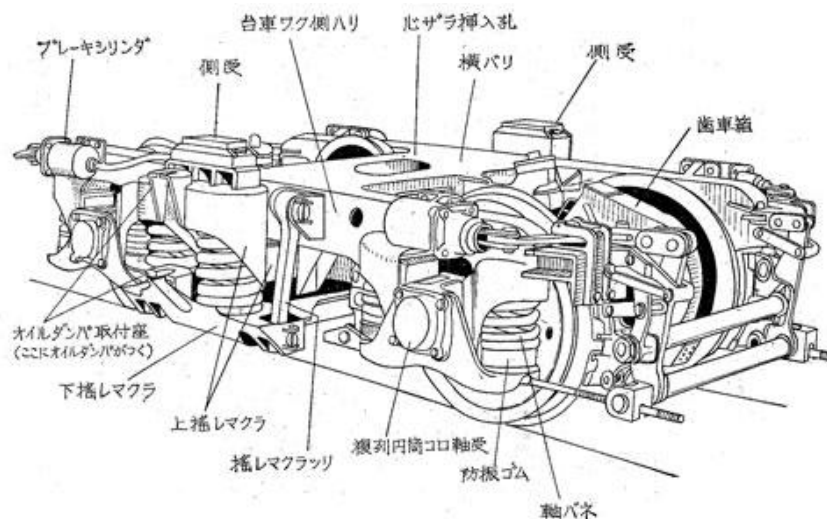
最終完成となる。

DT21の先行機種であるDT20はこのような工程を経て製造された鋼板プレス・溶接枠を有する台車の一つで、枕バネはコイル、軸バネはウィング。この台車はDT17の改良版で、DT16やDT17と共に80系や70系に混用された。

DT20型台車にはスラスト緩衝用の30mm厚硬質弾性フェルトを従えた内径110mmの円筒コロ軸受が採用されていた。この点、DT20はDT18、DT19と相似た歴史的位相に在ると言える。

なお、このDT20においては実験的に、側受は車軸重量の30%を分担する場合が最適と認められていたが、DT21(図9-31)においては同じく実験からその値が20%に切り下げられ、かつ、摺板の材料はより小さな摩擦係数を有する耐摩レジンに改められた。また、心皿の荷重受面の高さは車体前後動の抑制を狙って従前より低く設定されている。

図 9-31 DT21 型台車

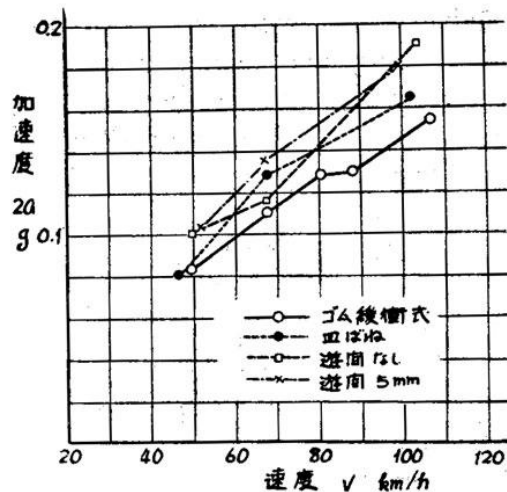


『通信教育教科書 第一部 新形電車 2』111 頁、第 8-1 図(B)。

ブレーキシリンダを台車側枠上に持ってきたのは国鉄ではこの台車が最初である。

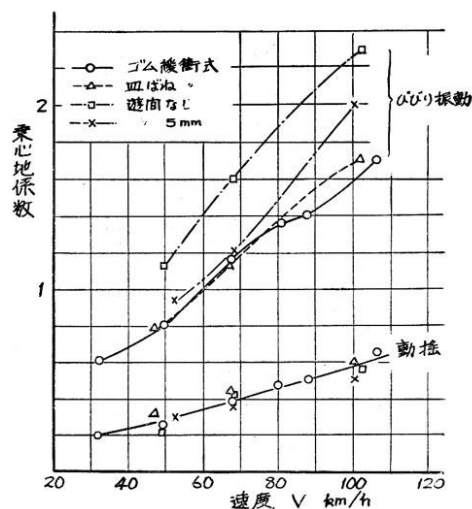
他方、車軸軸受の合成ゴム製スラスト緩衝材が車体の左右振動ならびに上下びり振動抑制の点から優れている点を示す実験結果はその前年に発表されていた。この点については松井信夫が次のように述べている。

最近の軸受には主として分解組立の容易なことおよび故障の少ないことから円錐コロ軸受に代って円筒コロ軸受が用いられている。円筒コロ軸受を用いると車軸を軸箱に対して横方向に動かすことができ、したがって車軸の横動に対して適当な弾性を与えて蛇行動を安定にすることが可能になる。弾性の与え方には色々あるが、現在では車軸端と軸箱蓋の間にゴム・サラバネあるいはコイルバネなどを用いている。第 10 図



第 10 図 車軸の横方向弾性と左右振動

は同じ車両で軸方向の弾性のある場合(ゴム・サラバネ)とない場合および固定した場合の車体の左右振動を比較した結果である。これによると低速ではあまり差がないが、高速(70km/h 以上)では弾性を与えた方が与えない場合および固定した場合より左右振動が小さく、特にゴム緩衝式の場合に好成績を得た。他の数種の試験によっても車軸に横方向の弾性を与えることは左右振動防止に対して著しくとは言えないがかなり効果のあることが認められている。



第 26 図 車軸の横弾性と上下乗心地

……円筒コロ軸受を用いて車軸と軸箱の間の横動を与え、この間に弾性を入れると、輪軸の蛇行動による衝撃を緩和し、車体のビビリ振動に好影響を与えることが予想さ

れる。第 26 図は同じ車両で車軸に与えた横方向の弾性を色々変えた場合の斜体の上下乗心地を比較したものである。これによると動揺に対しては乗心地は各場合で差は見られないが、ビビリ振動に対しては特に高速で差があらわれ、ゴムで弾性を与えた場合が最も良く、皿バネ緩衝・遊間 5mm・遊間なしの順に悪くなっており、常識的結果と一致している³⁰¹。

なお、松本は皿バネを緩衝装置とする車軸用コロ軸受において上下振動加速度の点ではグリース潤滑の場合より油潤滑の場合の方が「遙かに勝れている」、即ち乗心地が良い、と安直に述べ、データを図示もしているが、これはあくまでも蛇行動による横衝撃→車体ビビリ振動→上下乗心地、という松井の論理展開の中で云々されるべき現象であろう。それにしても、“なぜ油潤滑の方が……”という点について松本は何の分析も示していない。潤滑方法の違いによって上述のように軸受の軸方向クリープ力に差が表れ、これが左右動運動エネルギー吸収力＝緩衝能力の格差を招いたものかとも思われるが不明である³⁰²。

但し、松井の論理にしても松本の見解にしても、それらはあくまでも軸箱支持部に相当のガタを有する国鉄系の台車についての実験結果を踏まえた総括である。この点は松井自身が次のように述べていることから明らかである。

客車や電車などのようなボギー車では一つの台車の前軸と後軸がたがいに独立に自由に動くことができず、したがって 2 軸としてのだ行動をするわけであるが、軸箱部分の遊間(左右および前後方向の)の大小によって波長は変化する。一般に新製直後の遊間の少ない状態では波長が長く、2 軸のだ行動の波長に近いが、遊間が大きくなるにつれて短くなり、1 軸の場合に近づく。貨車のような 2 軸車でも前後の車軸を遊間がないようにしっかりおさえておれば 2 軸のだ行動をするわけであるが、普通の 2 軸貨車では軸箱部分の遊間が大きいため、だ行動の波長はむしろ 1 軸の場合に近い値をとることが多い。ボギー車で …中略… 軸梁式・アルストム・シュリーレンまたはシンドラー式などの軸箱支持方式を用いるのは台車の前後軸を遊間のないように平行にしっかりとつかみ、だ行動の波長を長くすることによって左右動揺を防止するのがねらいである。

…中略… 2 軸車については車体を車軸に対して横方向にある大きさの復元力をもたせて支える 2 段リンクバネツリ装置を用いて、だ行動の安定範囲をうまく利用することによって高速化に成功している。ボギー車は 2 軸車にくらべて振動系が複雑なため、まだ適切な方向が見出されていないが…中略…、車軸の横動に大して弾性や減衰を与えることはこの効果をねらっているものである³⁰³。

以上、要するに、車軸用コロ軸受にスラスト方向の自由度を許容し、深溝玉軸受と緩衝

³⁰¹ 松井信夫『電車の振動と新しい台車』5、9 頁より。

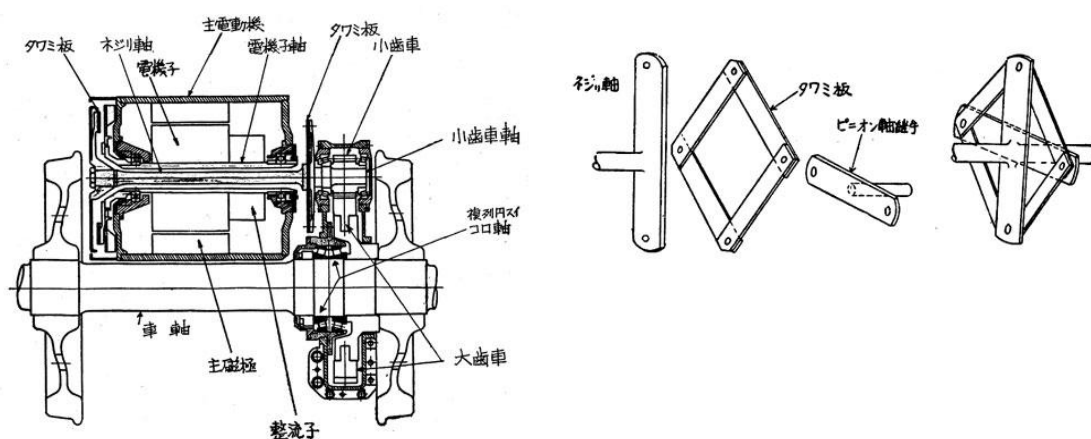
³⁰² 松本「鉄道車輛用軸受の最近の進歩」、参照。

³⁰³ 松井信夫『電車の振動と新しい台車』23~24 頁より。蛇行動については第 3 章 注 43、参照。2 段リンクバネツリ装置の開発経緯等については拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』165~166 頁で若干、触れておいた。

装置によってスラスト荷重を柔に受け止めさせることでこの自由度を利用する標準的な国鉄車軸軸受構造は技術進歩の位相からすれば、2軸貨車における2段リンクバネツリ装置と同列に置かれるべき存在であった。それは国鉄が私鉄において試みられていた新しい台車構造、軸箱支持構造の導入に消極的であった事態の裏返しと言える。それは決して練成の余地の無い技術ではなかったが、謂わば先の知れた存在ではあった。

車軸軸受に関しては退嬰的態度に終始した国鉄技術陣ではあったが、駆動方式についてはDT21に国鉄としては新たな機構を持ち込んだ。図9-32はDT21において初めて国鉄車輛に採用された中空軸平行カルダン駆動方式の概略である。

図 9-32 D21 型台車に採用された中空軸平行カルダン駆動方式



『通信教育教科書 第一部 新形電車 2』130 頁、第 8-22 図。『モハ 90 形電車詳解』67 頁、第 3・15 図。

この駆動装置も導入初期においては撓み板の折損、ネジリ軸止めナット落失、ネジリ軸折損、ネジリ軸と継手との嵌入部滑り(定格トルク・焼き嵌不良、異常電流による衝撃トルク)、ギヤケース吊とギヤケースとの接合ピン抜け出し→ギヤケース垂下、ピニオンと大歯車間への油案内板落下噛込み、等の事故が続出したが、程なくその沈静化を見た³⁰⁴。

1957 年 7 および 10 月、鉄道技術研究所 制動研究室はこの新型台車を履いた登場間もないオール電動高速通勤電車モハ 90 系を辻堂～茅ヶ崎間にて惰行試験に供している。試作モハ 90 の落成は 1957 年 6 月 29 日とされているから、この時期なら車輛はモハ 90 と呼ばれていた筈で、主電動機も MT46 であった。モハ 90 が 101 と改称されるのは 1959 年からである³⁰⁵。

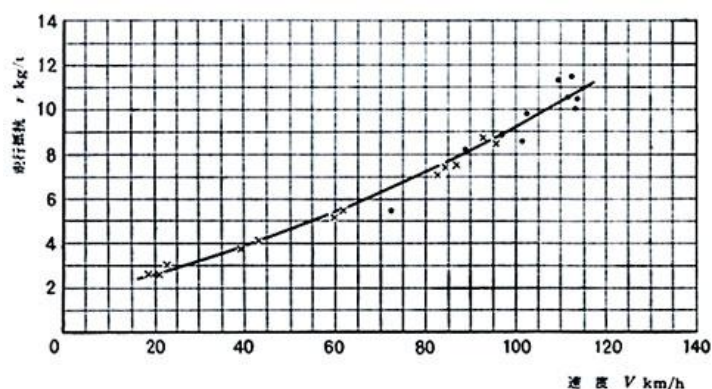
³⁰⁴ 大塚滋『新形電車の故障とその処置 250 題』交友社、改訂第 2 版、1960 年、213~217 頁、参照。

³⁰⁵ モハ 90 についての包括的な解説文献として前掲、『モハ 90 形電車詳解』を挙げておく。奥付きなどには「新性能モハ 90 形電車詳解」とある。また、当然ながら、現場向けの運用手引書等とは異なり、その記述の姿勢はあくまでも大本營的である。

然るに、文献には試験列車はクモハ 100 とクモハ 101 のユニットを 3 連にしたオール M の 6 両編成と、1 両(型式不明)から MT46A 型主電動機を撤去し、750kg の錘を搭載した仮想付随車から成る 2M1T の 3 両編成であったと記録されている。三木忠直や横堀進、高田隆雄、赤岡純といった権威者がその名を連ねた日本機械学会の専門委員会分科会としてはいかにも迂闊であるが、古いデータの空欄を後知恵で適当に埋めたり変更履歴とのツジツマ合せを行ったのであろう。

試験の速度域は 110km/h までで、国鉄がメンツを賭けて投入した改造モハ 90(ギヤ比を 5.60 から 3.95 に高め、枕バネを空気バネに改めた台車を履き、パンタグラフまで高速用に換えられていた)によって 1957 年 10 月 30 日の試験走行で叩き出された 135km/h という記録が余りにも知れ渡っているため、些か物足りない感を抱かせるレンジであったが、改造車とは異なるオリジナルのモハ 90 においては所詮、これが分相応の速度であり、6 両編成列車は高速域、3 両編成列車は低速域での試験に供試された。図 9-33 がその結果である。

図 9-33 国鉄モハ 90 の走行抵抗試験結果



「・」が 6 両編成、「×」が 3 両編成列車のデータである。

『鉄道車両の走行抵抗』20 頁より。

国鉄在来線電車における爾後の発展の基礎となったこの革新的な電車についてはいくらか立ち入った紹介を試みておかねばなるまい。まず、主電動機。駆動方式の変更により新形電車用主電動機は電機子軸が中空となり、それだけ電機子自体が太くなる要因を抱え込んだにも拘らず、1 時間定格 128kw/782rpm の従来型 MT40 に対して同 100kW/1860rpm 程度と高回転型となったため、MT46 は著しく小形化され歯車比も前者における 2.56 ないし 2.78 に対して 3.50、4.21、4.82、5.60 と大きくなった。支え軸受を含む吊架駆動用の MT40 と中空軸平行カルダン駆動用の MT46A の重量を直接比べるのは不適當であるが、前者の約 2000kg に対して後者は約 660kg であるから、ともかく凄まじい軽量化ではあった。それだけに、この新形主電動機は様々な技術変化の総和でもあった。

ある電動機の回転数は端子に印加される電圧にほぼ比例し、そのトルクは電流に比例す

る。直流直巻電動機に流れる電流は回転数が低いほど大きく、回転の上昇と共に低下する。従って、その発生トルクは起動時に最大となり、最高回転数に近づくにつれて低下して行くことになり、交通機関用動力発生装置として望ましい性質を有するといえる。但し、そのままでは起動ショックが過大となるので、端子電圧を制御して円滑な運転を図ることになる。

制御は主幹制御機の“ノッチ”切り替えによって行われ、それは例えば、

「切」位置

「1」位置、起動減流抵抗挿入状態で加速

「2」位置、直列ノッチ S_1 から S_{13} 段まで自動加速

「3」位置、並列ノッチ P_1 から P_{11} 段まで自動加速

「4」位置、並列弱界磁ノッチ WF_1 から WF_2 段まで自動加速

「5」位置、並列弱界磁ノッチ WF_3 から WF_4 段まで自動加速

といった具合になる。

旧形電車に用いられた MT40 型までの吊架式駆動用主電動機はいずれも端子電圧 750V で、ごく大雑把に言えば、起動・加速時はトルクを太らせるため、電流値の大きくなる直列 2 個・2 群並列で、それ以外においては直列 4 個で使用し、それぞれ端子に 750V ないし 375V の電圧を印加するよう制御された。

これに対して新形電車に用いられる MT46 型以降の中空軸平行カルダン駆動の主電動機は端子電圧を 375V と低く取り、同様に起動・加速時、これを直列 4 個・2 群並列で、それ以外においては直列 8 個で使用し、それぞれ端子に 375V ないし 188V の電圧を印加するような格好で制御された。

端子電圧を下げたのは減速時、高い速度から発電ブレーキを作用(主電動機を発電機として作用)させたいため、整流子片間電圧を下げたスパークの発生を抑える狙いからである。同じ狙いから、MT46A においては MT40 の場合に 480mm もあった電機子鉄心外径が 360mm へと小径化されたにも拘らず、電機子コイルの巻き方を従前の“波巻”から“重ね巻”に改めたことにより整流子片数の低下を最小限に食い止めており、前項と合せて整流子片間電圧は 11.0V から 6.58V に下げられ、スパーク発生が抑えられたため、過電圧耐量も従来の 120% から約 2 倍、900V 程度にアップされている。

MT46(A?)においてはまた“2 分割ブラシ”が採用された。これはブラシを分割することで分割面に生ずる接触抵抗を整流改善に役立てると共に、質量を下げたことによるバネ下重量低下効果によって整流子面への追随性を高めようというアイデアの賜物であった³⁰⁶。

電機子軸受は勿論、ころがり軸受であった。旧形主電動機においてコロ軸受が採用されたのは案外新しく、錫不足による平軸受メタルの品質低下がその保守に係わる固有の困

³⁰⁶ 『最新 電車運転工学 理論編』第 5 編第 3 章、『最新 電車運転工学 構造編 1』第 1 篇第 1 章、『通信教育教科書 第一部 新形電車 1』第 2 章 第 14 節、参照。

難性を加重した 1946 年度以降であった。この年に新製された EF15 型、EF58 型電気機関車の MT41 型、モハ 63 型の MT40 型がその嚆矢で、歯車側には外輪両ツバ・内輪ツバ無し、大きなクラウニングを持つコロを有する NU 型円筒コロ軸受が、整流子側には外輪両ツバ・内輪片ツバ+ツバ輪、大きなクラウニングを持つコロを有する NH 型円筒コロ軸受が採用された。片方を内輪ツバ無しとしたのは電機子軸の熱膨張を逃すためである。

それらは内外輪嵌め合い不良、保持器リベットの切損、グリース不良など、初期故障に見舞われたが、1950 年以降、それらは嵌め合いの適正化、保持器材料変更(高力黄銅ないしアルミ青銅→アームズブロンズないし相当品)、リベットの材料変更(銅→鉄)等によって順次、軽減された³⁰⁷。

これらの円筒コロ軸受は保守の容易さ、信頼性の高さゆえに標準技術の地位を獲得した。因みにモハ 80 系他にも用いられた MT40 の場合、歯車側に NU426 : 外径 260、内径 105、整流子側に NH318 : 同 190、90 という組合せであった。

これに対してモハ 90 用の MT46 においては歯車側には NU219AH 円筒コロ軸受 : 外径 170、内径 95 が、整流子側には 6219H 深溝玉軸受 : 同 170、95、が採用された。この組合せは私鉄で先行採用されていたカルダン駆動用高速電動機において実績を重ねていた。また、その潤滑剤としても、既にスタンダード・ヴァキュームの BRB No.1、またはカルテックスのリーガルスターファックス No.2 といった Na-Ca 系グリースが適当であることが見出されていた³⁰⁸。

MT46 においてはまた、これらの軸受が“鏡フタ”に“カートリッジ軸受”の形で組み込まれていた。これは 4 本のボルトでハウジングごと軸受を取付けるもので、軸受の取外しなしに電機子の引抜き、組込みが可能な仕掛けである。潤滑剤としては耐水性に鑑み、順次、Na 石けん基のものから Li 石けん基の高級グリース、BRBNo.1 ないし相当品への移行が果されたが、高回転ゆえにグリース寿命が在来型の主電動機におけるよりは短くなり、補給頻度は高くならざるを得なかった。

然しながら、MT46 ないしモハ 90 はそもそもの設計仕様において失敗作であった。先ず、MT46 であるが、この新型主電動機は就役後、通勤電車用主電動機としての低速トルク不足という馬脚を現した。その対策型として生まれたのが MT46 の改良版、MT46A である。臭いモノに蓋でもしたかのように、MT46 の諸元や MT46A への改良経緯に係わる記述は少ないが、主極コイル巻き線数が 28 から 33 に増大されており、そのため主極と電機子間の空隙^{エアギャップ}は従前の標準値である 6mm から 4mm へと短縮されている。こうすれば、低速トルクは太るが、抵抗値が増す分、高速トルク及び最大出力は低下し、発熱量が増大する分、連続定格出力も低下した筈である。また、熱的な苦しさを緩和するため車体風道の廃止及び電動機風道口への空気濾過器設置といった通風性の改善策が講じられている

³⁰⁷ その詳細については赤岡『軸受の損耗と対策』143~148 頁、参照。

³⁰⁸ 『車両用ころがり軸受』第 4 章、参照。

この MT46A は小田急 SE 車デハ 3000 の主電動機とほぼ同格のスペックを有するもので、国鉄では 101 系通勤電車(歯車比 5.6)、111 系近郊電車(4.82)、115 系近郊電車(4.82)、153 系急行電車(4.21)、151 系特急電車(“こだま”用、3.5)等に展開し、交直流電車にも派生型である MT46B が用いられた。

MT46A はかくて 1950 年代末より国鉄電車の標準的主電動機の地位を獲得する。もっとも、それは決して完璧な主電動機、と形容されるには程遠い存在であった。現場の技術者向けのテキストは次のように述べている。

MT46A 主電動機は非常にホコリを吸いやすく、その通風に問題があるのでまれに雨水の浸入による地気【アース：引用者】が発生する。また刷子【ブラシ：引用者】として合せカーボンを使用しているため固渋による整流不良、および欠損なども見受けられるから注意しなければならない³¹⁰。

エアギャップを詰め過ぎたから、余計に冷却通風による塵埃吸い込みの悪影響が目立ったのであろう。現場の苦労が偲ばれるが、末端での手厚い介護によって初めてその性能を発揮し得たというのは鉄道省の蒸気機関車や国鉄制式ディーゼル機関において、等しく観察された事実である。

それだけではない。改良型である MT46A を与えられても、モハ 90 系量産型＝モハ 101 系という通勤電車の欠陥は覆いがたかった。

即ち、量産型モハ 101 系、8 両、MM' の 4 ユニット編成列車は早くも新製出場試運転において直列から並列力行段への“渡り段”で、つまり並列回路への移行と共に跳ね上がる電流値によって架線停電事故をしばしば惹起した。これについて文献は次のように述べている。

現在一変電所の支配区間が長く、また常時大きな負荷をかかえているので、1 車ぐらゐの地気事故が変電所より遠い箇所で生じたときは、き電線の抵抗とあいまって、迅速に送電をしゃ断することができない。この点を補うため微小時間内の電流の増加量、電圧の減少量などを検出して、この変化量がある一定値をこえたとき、高速度しゃ断をおこなうようになっており、これを選択しゃ断装置と呼んでいる。

101 形が入る前はその調整値が電流の変化量 1500A となっていたが、101 形【の】CS12A 制御器の渡り段電流増加は【減流継電器の】限流値 350A で 1 ユニット約 420A となるため、4 ユニット【におけるピーク電流発成】が重なるとこの調整値をこえ、事故電流との区別がつかなくなって、選択しゃ断装置が働くこととなる。

一般に 101 形に限らず新形電車は渡り、あるいは弱め段へ入る際のピークが大きいので、各線区とも所定の限流値 480A では停電するので、やむをえず限流値を下げて

³⁰⁹ 国鉄臨時車両設計事務所前掲『モハ 90 形電車詳解』59～67 頁、とりわけ 59 頁、[注]、参照。これ以外にも細かい変更があったのであろうが、文献は何も語っていない。

³¹⁰ 大塚滋前掲『新形電車の故障とその処置 250 題』9 頁。

【ダッシュ力を減殺して】使用しているのが現状である(【】内引用者)。

現場では対策として車輛側における限流値の引き下げ、変電所選択遮断装置の調整値引き上げ、4ユニットの限流値をバラつかせてピーク電流の発生時期を分散させる等の措置が講じられたが、結局は付随車サハ 101 の投入(MTMユニット化)により、ダッシュ力を更に減殺させつつ編成のユニット数を3へと減らす弥縫策に頼ることとなった。101系は最早、どこから見ても高速、ないし高加減速性能を誇る通勤電車などではなくなっていた³¹¹。

この不都合を無くすための仕切り直しが今も存命している最高速度を抑え、加減速率を重視した MT 編成の 103 系通勤電車の開発であった。1964 年に投入された 103 系用には MT46A を大形化したような MT55 型主電動機が開発された。件のエアギャップは 4mm から 4.5mm に拡大されていた。MT55 の 1 時間定格出力は 110kW/1350rpm と低速トルク重視で、MM'ユニットの 1 時間定格引張力は 7550kg(@63%界磁、44.5km/h)に達しており、101 系におけるその 5500kg(@70%界磁、51km/h)と比べ、明らかに大きなダッシュ力が備わっていた。しかも、MT 半々の編成での最高速度は 100km/h で、6M4T 編成の 101 系と変りなかった。MT55 の端子電圧は 375V、最高許容端子電圧は 900V で、MT46A と同じであったが、限流値は 380A に設定されていた。同系の MT54 型は勾配区間を走行する機会の多い近郊電車、111 系の出力増強版である 115 系に搭載された。

103 系は国鉄通勤電車の標準型となり、3500 両を超える大所帯に成長した。その DT33 型台車においてはモハ 90 のそれより一回り大形の主電動機を搭載するため、車輪径が従前の 860mm から 910mm へと大径化され、軸距も 2100mm から 2300mm へと拡大されていたが、駆動装置や軸受を含め、その基本構造は DT21 型を踏襲したものであった(なお、付随車用 TR201 は車輪径 860mm、軸距 2100mm のまま)。

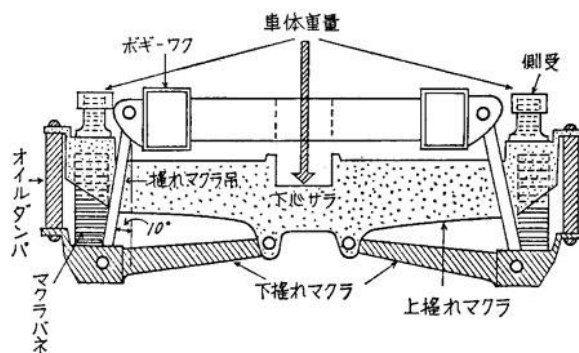
モハ 90・DT21 以後、このタイプの台車、深溝玉軸受を従えた円筒コロ軸受という車軸軸受に係わる配置は国鉄の電車のみならず、気動車における標準的構造となって行った。DT21 の兄弟分である気動車用 DT22 / TR51 系の台車(1957 年~)は国鉄ディーゼル動車の標準台車となって行った。もっとも、DT22/TR51 においては下揺れ枕が図 9-34 に示されるように左右分割型となり、上揺れ枕の下側、中央付近でこれにピン結合されるという設計が採用され、あたかも乗用車の独立懸架装置のような印象が醸し出されることとなった。これはコイルバネや空気バネのような横剛性の乏しいバネが枕バネとして用いられる場合にしばしば用いられるようになった方式である³¹²。

³¹¹ 大塚『新形電車の故障とその処置 250 題』29 頁。

³¹² 日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』375 頁、参照。

但し、DT22 から派生したキハ 81 系特急型気動車用の DT27/TR67 空気バネ台車や勾配線区用・特急型キハ 82 系気動車に用いられた DT31/TR29 空気バネ・ディスクブレーキ台車においては DT21 等と同じ通常の一体型下揺れ枕が採用されている。四国鉄道学園『最新 絵ときディーゼル動車』第 9 版、交友社、1980 年、494~496、504 頁、参照。

図 9-34 DT22 における下揺れ枕リンク式揺れ枕装置

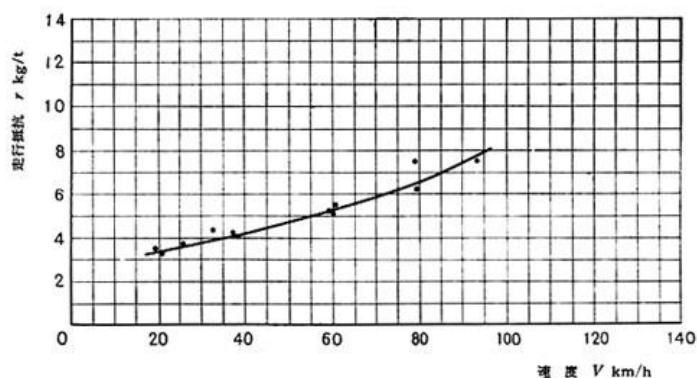


四国鉄道学園『最新 絵ときディーゼル動車』第9版、交友社、1980年、496頁、第11-6図。

また、西武鉄道の求めにより、住友金属工業が国鉄の許可を得た上で DT21 を FS342 型として同鉄道に 701 系向け台車として納入していることも、とかく私鉄先行が目立つ電車用台車の世界における数少ない例外として、また DT21 の優秀さの証左として記憶されるに足るであろう。

鉄道技術研究所 運転研究室は 1961 年 4 月、室蘭本線上において DT22A 型台車を履くキハ 56(DMH17H×2) 1 両+キハ 27(DMH17H×1) 6 両+キロ 26(DMH17H×1) 1 両から成る 8 両編成急行用気動車列車の惰行法による走行抵抗試験を行っている。図 9-35 がその結果である。

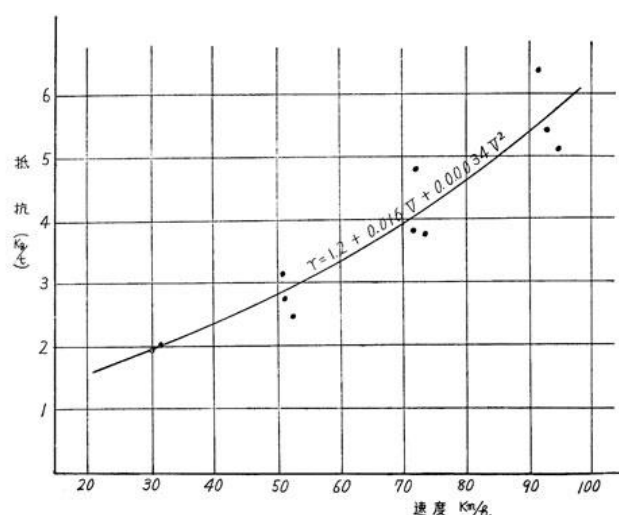
図 9-35 北海道急行用気動車列車の走行抵抗試験結果



『鉄道車両の走行抵抗』44 頁より。

翌 1962 年 3 月には鉄道技術研究所 運転研究室によって 80 系の近代化版であり 151 系“こだま”型の廉価版に当る“東海型”モハ 153 系急行電車 12 両 6M6T 編成の走行抵抗試験が実施された(図 9-36)。

図 9-36 国鉄モハ 153 系 12 両 6M6T 編成列車の走行抵抗試験結果



『最新 電車運転工学 理論編』332 頁、第 5-6-14 図

もっとも、この試験で明らかにされた 153 系電車の走行抵抗は DT16 型台車、円錐コロ軸受、吊架式駆動の 80 系とさして変わり榮えせず、むしろ若干大きな値を示していた。

即ち、80 系 15 両編成の試験(前出 1955 年 3 月)から得られた実験式は、

$$r_e = 1.2 + 0.015V + 0.00034V^2$$

これに対して 153 系 12 両編成の試験から得られた実験式は、

$$r_e = 1.2 + 0.016V + 0.00034V^2$$

であった³¹³。

速度の自乗項が同じということは編成両数の多寡による空気抵抗の差は観測されていない、ということであり、その他の機械的摩擦の点でこの新形電車の機構に劣った点が在ったという結論になる。

鉄道車輛の下回りの抵抗は総抵抗の中で僅かな寄与度しか發揮しておらず、それが台車や軸受の特性と不可分に結び付いていることは夙に知られていたが、これも取り立てて言うほどのコトではなかった。鉄道技術界のキーワードは小型化、高回転化、高出力化、そして高速化であった。1959 年 7 月、国鉄技術陣は 151 系“こだま”型特急電車 4M2T 編成列車を用いた東海道本線、金谷～焼津間の上り線上における高速度試験において 163km/h という当時の狭軌速度記録を叩き出していた。

特急“こだま”開業時の東京～大阪間 559.3km における表定速度は 81.8km/h で、満鉄特急“あじあ”の大連～新京(長春)間 701.4km における表定速度 82.5km/h にも劣り、その後のダイヤ改正によっても 86.0km に達したに過ぎなかった。しかし、既にこの時、水

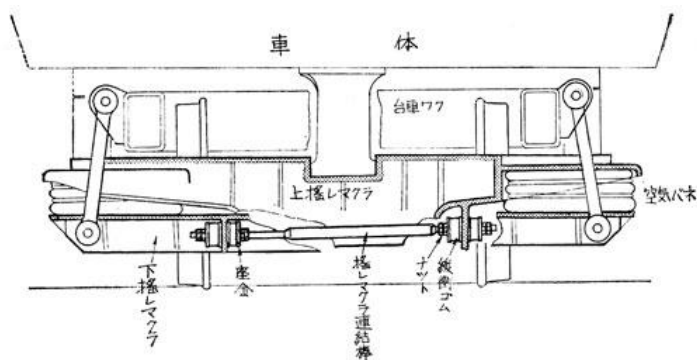
³¹³ 『最新 電車運転工学 理論編』332 頁、参照。

面下では東海道新幹線実現へ向けた取り組みは具体化しつつあった。こうなると、列車の走行抵抗の話題の中心は俄然、空気抵抗によって占められることになる。かつて動力者乗務員は列車前面の空気抵抗よりも横風による側圧が車輪の横圧を高め、走行抵抗を増す現象としての“風の抵抗”に気を配らねばならなかったが、そのような気遣いは次第に時代遅れとなつて行つた。それはまた、分散動力化と高速化という戦後日本の国有鉄道がたどつた道行きの然らしむところであつた。

モハ 153 系急行電車の DT24 型台車やモハ 151 系特急電車の DT23 型台車は 485mm であつた DT21 の揺れ枕吊を 530mm に延長し、枕バネを空気バネ化した高速台車であつた。空気バネは上下振動の吸収力に優れているが、左右に各 1 個配置された場合、車体のローリングを招き易い。このため、空気バネの導入に伴い、上下の揺れ枕(枕梁と下揺れ枕)を上下(ロール)方向に弾性的に連結するトーションバーを用いたアンチ・ローリング装置の採用が不可欠となつた。

また、当時の空気バネは後に新幹線台車用に開発されることになった水平方向に大きな復元力を持つダイヤフラム型ではなくベローズ型で、水平方向の粘り腰に欠けた。このため、左右方向安定性の保持を目的として、ここでは上下の揺れ枕の左右(揺動)方向の相対変位を殺すのでも野放しにするのでもなく、両者を弾性的に連結することによって抑制する“揺れ枕連結棒”なる過渡的技術が採用されている(図 9-37, 9-38)。

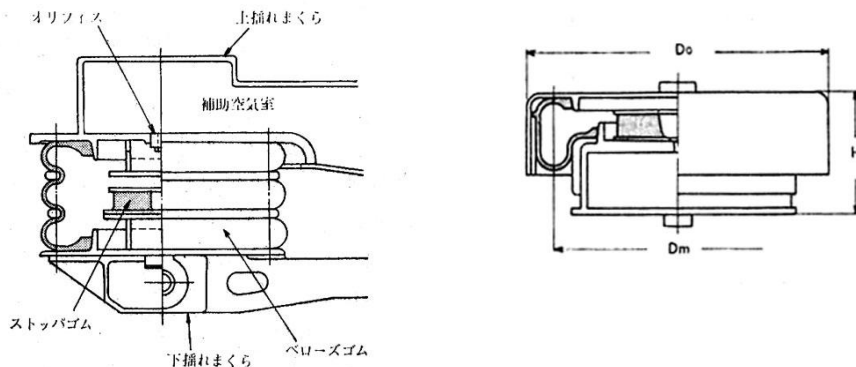
図 9-37 揺れ枕連結棒



『通信教育教科書 第一部 新形電車 1』128 頁、第 8-19 図。日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編 [1]』376 頁、第 2・112 図もほぼ同じ。

なお、DF50 型電気式ディーゼル機関車の前後台車、DT102 においても揺れ枕連結棒が採用されているが、こちらはラバーブッシュを用いて弾性的に結合するモノではなく、単純なリンク仕掛だったようである。井上末次郎監修/佐藤長武・三野清磨・京 博・岡田英雄・森 薫『DF50 電気式ディーゼル機関車』鉄道科学社、1960 年、234~235 頁、参照。

図 9-38 ベローズ型空気バネとダイヤフラム型空気バネ(左)と住友金属工業“スミライド”(右)



松宮他前掲「住友台車の歩んできた道(第2報)」第34図、第7表、より。

更に、当時の空気バネには前後方向安定装置も不可欠であった。DT21 においては台車枠側梁に設けられた揺れ枕守と揺れ枕(枕梁)の摺り板との摺動によって前後方向の位置関係が維持されていたが、車体のピッチングが生じた際には軸箱守部と共に、この部分の摩擦によりビビリ振動が発生しがちであった。このビビリ振動の発生を抑制しつつ台車を前後方向に安定的に保持するための装置として枕梁と台車側梁を弾性的に連結するボルスタアンカが採用された。

そのギヤ比は上記の通り 4.21 で、最高速度 130km/h あったから、ギヤ比的に DT24 はモハ 90 と改造モハ 90 の中間物のような存在であった。勿論、主電動機が同じ(MT46A)なら、駆動も中空軸平行カルダン、車軸軸受も円筒コロ軸受と玉軸受との組合せであった。付言すれば、在来線の花形、151 系“こだま”型特急電車の DT23 型台車は改造モハ 90 より更に高い 3.50 のギヤ比とバネ下重量軽減策たる中空車軸採用という点でのみ、この DT24 型と区別されるモノであった。

DT21 系動台車は“自然振り子”的車体傾斜機能を有するスイングハンガ式台車としては近代的な、揺れ枕吊を台車側枠の外側に出した外吊式台車であった³¹⁴。

しかし、高速型の兄弟における空気バネやディスクブレーキの導入といった人目につく革新の背後で進展した、揺れ枕連結棒、アンチ・ローリング装置およびボルスタアンカの追加はある意味において非常に冗長な設計とならざるを得なかった。

事実、2 軸ボギー台車のその後における進化は 201 系の DT46 型台車のようなインダイレクトマウント台車、0 系新幹線電車のようなダイレクトマウント台車といった論理的中間項を経てボルスタアンカも^{ボルスタ}枕梁も、更には心皿までも無くされてしまったボルスタレス台車へと行き着く。かような単純化、冗長性の排除、可動部・関節部の漸次的追放は高速化、

³¹⁴ 既に見たように外吊式にせずとも大きな揺れ枕吊長さを実現することは不可能ではない。しかし、電動台車において、揺れ枕吊の外側配置によって揺れ枕吊を従前よりも長く設定し易くなることは間違いない。因みに内吊式でも TR37 や 40、47 等のそれは 540mm であったが、DT21 系動台車におけるその長さは 485 および 530mm であった。

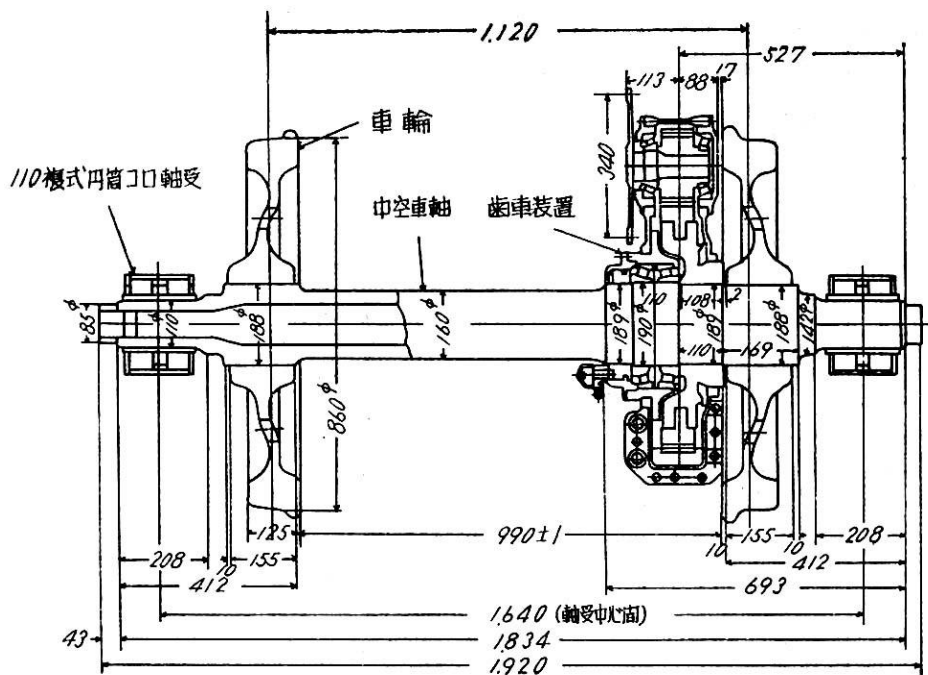
軽量化に資したのみならず、摩耗による遊間拡大に起因する振動性能劣化のという台車性能の維持に係わる重要な問題の解決を意味したのであるが、そういった進化の起点として、DT21 系台車群は記念されるべき存在であった。もっとも、高速台車の発展が再び車体傾斜機能を有する“振り子台車”に向っている事実には筆者ならずとも何をか考えさせられるを得ないのであるが……³¹⁵。

一方、この時以降、約 30 年ばかりの間、円錐コロ軸受は国鉄の機関車ならびに旅客車輛における車軸軸受としての地位を奪われたまま過ごすことになった。しかし、この表舞台からの撤退を余儀無くされた円錐コロ軸受も、この方面において、ただ打ち捨てられていたというワケではなく、軸支持剛性に優る点を評価され、このテの電動車輛の駆動装置用軸受あるいは内燃車輛の逆転機用軸受として、古くから用いられた実績を有する円筒コロ軸受とアンギュラ玉軸受の組合せなどに代り、存在感を発揮するようになった(図 9-39)。もっとも、液体変速機には円筒コロ軸受と深溝玉軸受との組合せばかりが用いられ続けた(工作局『車両検修技術 ディーゼル車編〔Ⅱ〕 車両用液体変速機』1974 年、参照)。

図 9-39 DT23 の輪軸回りにおけりころがり軸受の使用状況

³¹⁵ 因みに、島秀雄は 1982 年 2 月の文章で、この点を端的に、しかし醒めた目で説いている。「振り子客車」(島秀雄遺稿集刊行委員会前掲『島秀雄遺稿集—20 世紀鉄道史の証言—』所収)、参照。

なお、“自然振り子”などと異なり、既設のブレーキ用圧縮空気システムを利用可能な空気バネを用い、かつ車体の傾斜に伴い曲線内側にその重心を変位せしめることが可能な制御された車体傾斜システムに関する研究も案外早くから実施されており、住金は小田急電鉄とタイアップし、(まさか島の住金顧問退任[69-9]とは関係なかろうが)1970 年度に運輸省試験研究補助金の交付を受け、試験を行っている。試験電車の車体傾斜角は 4.5° ~ 5.0° に抑えられていたが、それでも 400R 単曲線、400R+360R の S 字曲線を在来車輛の 30~40%増しの速度で通過出来たという。西尾忠・西村誠一・菊池功・白根靖裕・山田純造「空気ばねを利用した車体傾斜制御による高速車両」(『住友金属』Vol.24 No.1 1972 年)、参照。



水鉄運転部客貨車課編『客貨車データブック』493 頁より。

モハ 151 系“こだま”用電車の中空輪軸である。軸端の首部には勿論、スラスト用の深溝玉軸受が中間嵌めで取り付けられる。ピニオン軸軸受は円錐コロ軸受の正面組合せ、歯車箱支え軸受は円錐コロ軸受の背面組合せである。なお、

- ・ 輪軸組立は歯車装置の一部(大歯車歯車箱支え軸受関係、接地装置の一部)を車軸に圧入焼嵌め挿入した後、車輪を車軸に圧入すること
- ・ 大歯車と車軸との圧入圧力は 49~70t の範囲にあること
- ・ 歯車箱支え軸受内輪と車軸との焼嵌め代は $45\mu \pm 10\mu$ の範囲にあること
- ・ 車軸と車輪との圧入圧力は 66~103t の範囲にあること
- ・ 車軸用軸受内輪は車軸へ圧入または焼嵌めとし、圧入圧力は 5~8t、焼嵌め代は $23\sim 60\mu$ の範囲にあること
- ・ 1 対の車輪の左右直径差は削正仕上りにおいて 0.2mm 以下とし、車輪外周の振れは 0.4mm 以内とする

と定められていた。

この状況は自動車用ハブ軸受における場合と同様であったが、鉄道界においては、後に貨車用軸受が異端的存在感を発揮したケースにおいてもそうであったように、ある種、適材適所といったような趣と考えられていたようである³¹⁶。

³¹⁶ 因みに石坂悌輔・広田忠雄・立田忠彦「大形円すいコロ軸受の潤滑について」(『潤滑』第 4 巻 第 5 号、1959 年)において取上げられた大形円すいコロ軸受とは平行カルダン駆動装

車軸軸受に限定して付言すれば、1957~'58 年の ED60、ED61、ED70、DD13、DF50 等、国鉄の電気／ディーゼル機関車にも電車と同様の円筒内外輪、ツバ輪方式の複列円筒コロ軸受(軸径 130mm、外輪径 260mm、内輪幅 180mm、外輪幅 160mm)とラジアル玉軸受に皿バネ(ないしゴム)式スラスト受けとの組合せが普及して行った³¹⁷。

但し、こうした中でも、やがて取上げられる貨車と並び、1956 年の富士重工業宇都宮工場製 TMC100A を濫觴とする保線用・貨車移動用小型車輛(豆機関車)において円錐コロ軸受が愛用され続けていた事実は記憶されて良からう。

図 9-40 はそうした車輛の代表格、'60 年代半ばに投入された標準的機種、TMC100F 型、TMC200B 型とその軸箱の展開図である。前者の最大許容速度は 56km/h に抑えられており、後者にしても最大速度は 62km/h 程度に過ぎなかったため、その軸箱支持剛性は低く、円錐コロ軸受も角隙間の大きい「正面組合せ」の形で用いられていたようである。

図 9-40 保線用大形軌道モーターカーとその軸箱

TMC100F 型

TMC200B 型

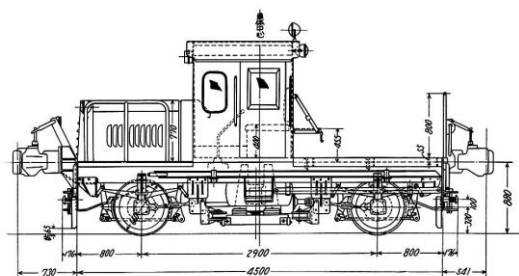
置において車軸駆動歯車箱支持に用いられる軸受である。実験には JIS 上級品相当の内径 170mm、外径 310 mm、幅 57 mm の揉抜保持器付き円錐コロ軸受が 2 個、「正面取付け」で用いられ、軸受間に設置された軸受とほぼ同径の歯車による油飛沫潤が行われた。

実験の目的は概ね次の 2 点の確認にあった。第 1 は、円錐コロ軸受は内部空間の計上ゆえに回転と共にコロの小端側から太端側へと向う空気の軸流流れ(遠山・松本『軸受・潤滑法』181 頁、図 3、赤岡純監修『現場の潤滑技術』42 頁、図 2-9、参照)を生ずる。この流れが、実際にモハ 90 の当該部位においてそうであったように、円錐コロ軸受が「背面取付け」で用いられ、しかも大歯車側からの一方向のみの飛沫油によって潤滑される場合、油の転動面への貫通の妨げになるのではないか、という疑問の究明。

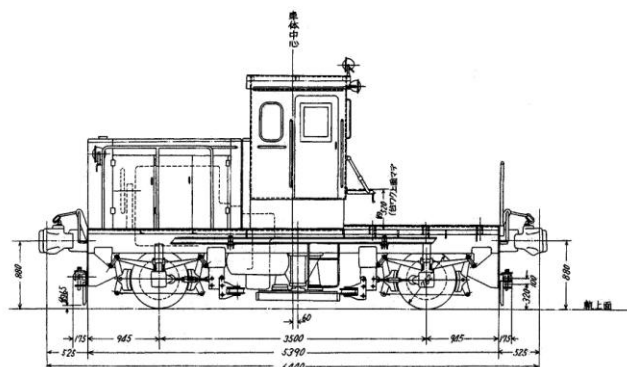
第 2 は、歯面の潤滑にとって望ましいオイル性状(高い粘度)と軸受のそれにとって望ましいオイル性状(貫通性)とが相反し、潤滑上重大な問題を惹起しないか否かの確認。

実験結果は、①：軸受貫通油量はある油温において最大となる。②：高粘度油の方が貫通力に優る。③：同一油量では湯浴よりも飛沫潤滑の方が貫通油量大であり、後者は高速になるほど効果的である。④：実用負荷領域(ラジアル 3000kg、スラスト 1500kg)において油温は最大 100℃程度で、実用上、潤滑に問題は生じない、というものであった。

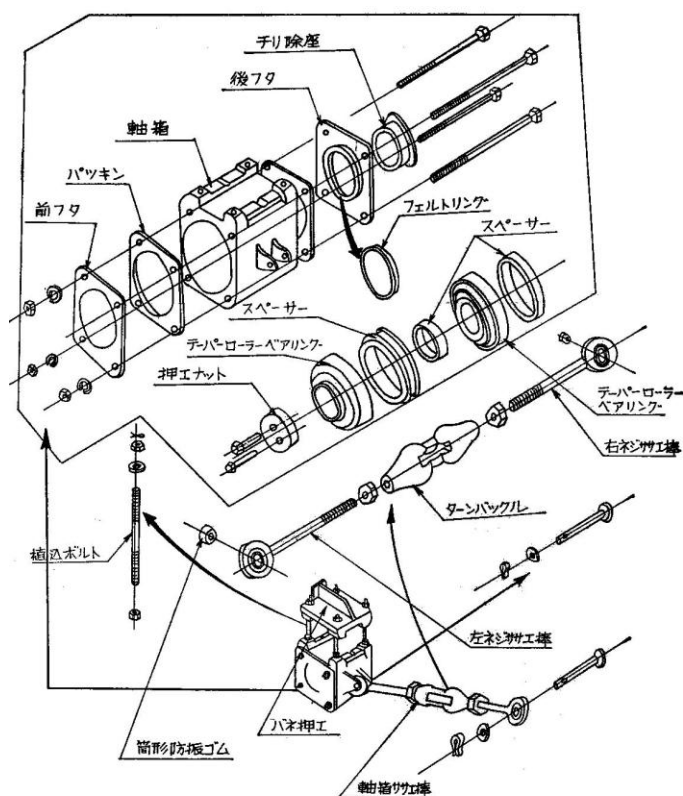
³¹⁷ 『車両用ころがり軸受』58、72、73、131 頁、参照。



機械式 4F1R 2 軸駆動 自重 8.1t 連結面長 5771mm
軸距 2900mm 機関いすゞDA120P(連続 89PS/2000rpm.)



液体式 2 軸駆動 自重 11.8t 連結面長 6440mm
軸距 3500mm 機関いすゞDH100TP(連続 160PS/1800rpm.)



中央鉄道学園編『大形軌道モーターカーの構造と取扱』交友社、1967 年(第 6 版。1971 年)、附図 1、2、68 頁、図 2-62。この本は富士重工製豆機関車の解説書。歴史的記述としては富士重工業(株)『富士重工業三十年史』(1984 年)、107、158~159、385 頁、参照。

富士重工業は永らくこのテの国鉄向け保線車輛の独占的供給主体であった。円錐コロ軸受の使用は自動車屋としての同社の素性からすれば、当然の選択であったと思われる。

(6) 東海道新幹線電車とその台車および車軸軸受

国鉄車輛における頂点をなすべき新幹線車輛の軸受、とりわけ車軸軸受の開発について

赤岡は、

$d \cdot n$ 値から見れば、ほかにもっとはるかに速い用途がたくさんあり、『絶対安全』という要請以外には、技術的にそう困難な問題はないと予想していたにもかかわらず、実際に当たって見ると、潤滑関係の問題を中心として、世界の軸受技術としても未開拓の新しい問題に多数当面することとなり、内容的には非常に興味深い研究となった。

と述べている³¹⁸。

新幹線電車用車軸軸受の開発に際しては、国鉄標準型の複列円筒コロ軸受と単列深溝玉軸受の組合せ、私鉄標準型の複列円筒コロ軸受、及び4列円筒コロ軸受などが比較実験に供されたが、汽車製造、日本車輛、日立製作所(1両は自社製、1両は住友金属製台車)、川崎車輛、近畿車輛が分担製造した試作車6両(2両のA編成と4両のB編成)に用いられたのは国鉄在来型に類似の2および4列円筒コロ軸受と単列玉軸受(深溝型および内外輪軌道面に各2点の接触点を有する、つまり軌道の軸断面が共に2円弧型になっている4点接触型)の組合せであった³¹⁹。

試作された台車は全て空気バネ・ダイレクトマウント台車であった。しかし、それらは皆、異なった軸箱支持機構を有しており、日車DT9001はSIG式円筒案内方式と称し、枕バネの補助(アンチローリング装置?)として2本のトーションバーを採用した上、軸箱を円筒案内としたもの、汽車会社のDT9002は軸バネにアンダースラングの重ね板バネを用い、近畿車輛のDT9003はシュリーレン、住金のDT9004はIS式と呼ばれるミンデン変形、川車のDT9005は平行板バネ式、日立のDT9006はアルストム、という顔触れであった。これらの試作台車相互間においては輪軸の振替えが行われ、これに伴って軸受も往き来せしめられた³²⁰。

³¹⁸ 赤岡純「国鉄新幹線車両用軸受(1)」『機械の研究』第15巻 第8号、1963年。なお、東海道新幹線開業の歴史的意義については原田前掲『日本鉄道史——技術と人間——』第V部「11『こだま』から『ひかり』へ」、参照。

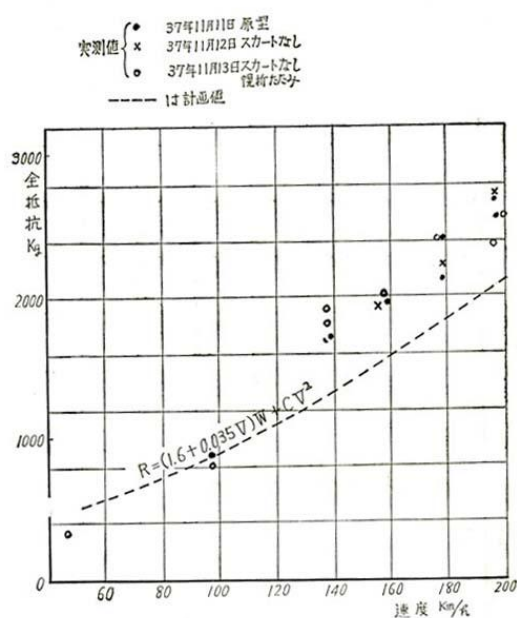
³¹⁹ 赤岡純・岩田的夫・関口晴夫「軸受および密封装置」(鉄道技術研究所監修『高速鉄道の研究』1967年、236~246頁)、参照。3および4点接触型の玉軸受一般については『軸受・潤滑油便覧』、192~193頁、綿林『転がり軸受マニュアル』254~255頁、4点接触型玉軸受については『ころがり軸受実用ハンドブック』21頁、参照。EF90(→EF66)の2軸ボギー台車において対角位置の軸箱に採用された内輪分割4点接触型玉軸受については大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』12頁、参照。なお、赤岡編『シール技術』153頁には図1.124として分割型内輪を有する3点接触型深溝玉軸受でスラスト荷重を受ける新幹線車軸軸受の図が掲げられているが、その詳細については不明である。

本稿の射程外のアイテムながら、かつて精密中ぐり盤などに用いられたEx-Cell-O型3点接触複列玉軸受は玉のスピンをその摩耗の均一性(→真球度)維持に積極的に用いようとして成功した希有の例である。これについては白山 薫「精密中ぐり盤に就て」(加藤鉦郎他『工作機械の取扱いと設計例』小峰工業出版、1953年、所収)、『軸受・潤滑油便覧』193頁、参照。

³²⁰ DT9002及び9005には前後運動に対しては柔軟で回転運動に対しては剛性の高いトーションバー式前後支持装置が組込まれた。東海道新幹線用試作台車の概要については松平精「高速車両の運動」(日本国有鉄道鉄道技術研究所『東海道新幹線に関する研究』第3冊、1962年、21~32頁)、参照。通常型のSIG台車については大塚編『鉄道車両』247頁、手塚『鉄

1962 年 11 月、鉄道技術研究所によって試作 A 編成と B 編成を用いた走行抵抗試験が実施された。風と線路勾配の影響をキャンセルするため、試験は「往復惰行法」によってなされた(図 9-41, 9-42)。

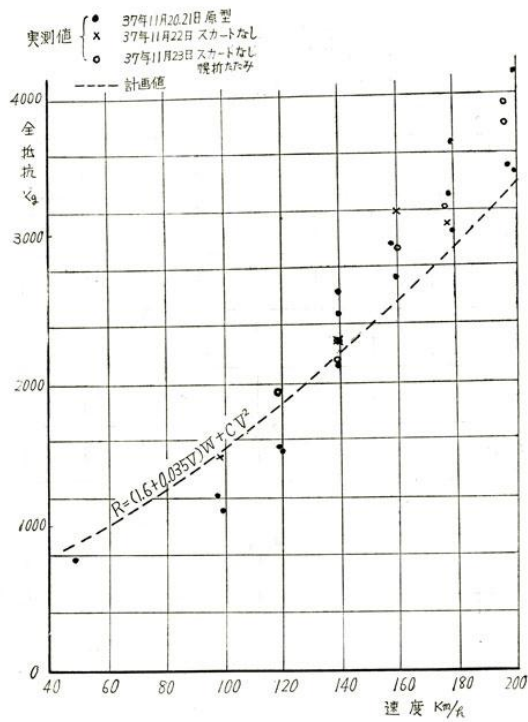
図 9-41 東海道新幹線電車 A 編成の走行抵抗



藤田義人[他]『最新 電車運転工学 理論編』339 頁より。

なお、本図の原データは西岡直人「新幹線試作車の走行抵抗」(日本国有鉄道鉄道技術研究所『東海道新幹線に関する研究(第5冊)』1964 年、427~430 頁)である。西岡論文には次に掲げる B 編成の走行抵抗曲線とともに、A+B 編成列車のそれも収録されている。

図 9-42 東海道新幹線電車 B 編成の走行抵抗



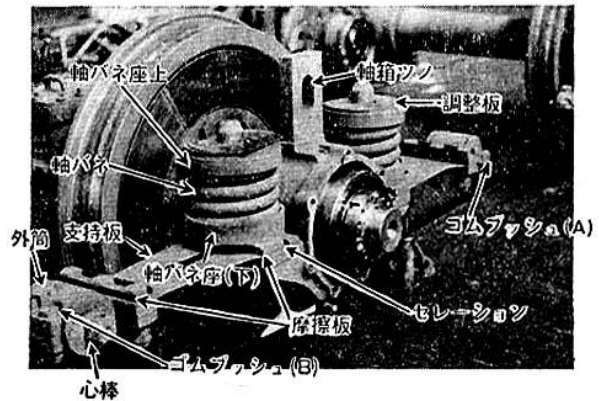
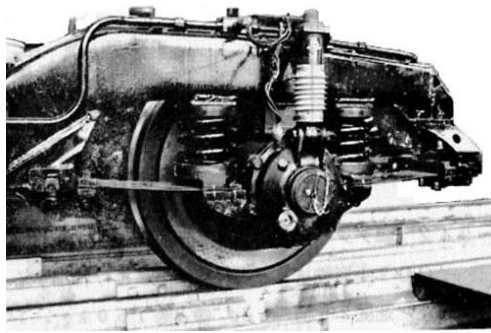
同書 340 頁より。

何れの結果においても、低速域においてこそ走行抵抗実測値が計画値を下回っていたものの、肝心の高速域においてはこれを大きく上回り、関係者に不安を抱かせた。もっとも、その原因の一端は当初から予想されていた通り、路盤の踏み固めが十分になされていなかったことにあったようである。

次の図は一連の開発の決算として制式化された東海道新幹線 0 系用量産型台車、DT200 型である(図 9-43, 9-44)。

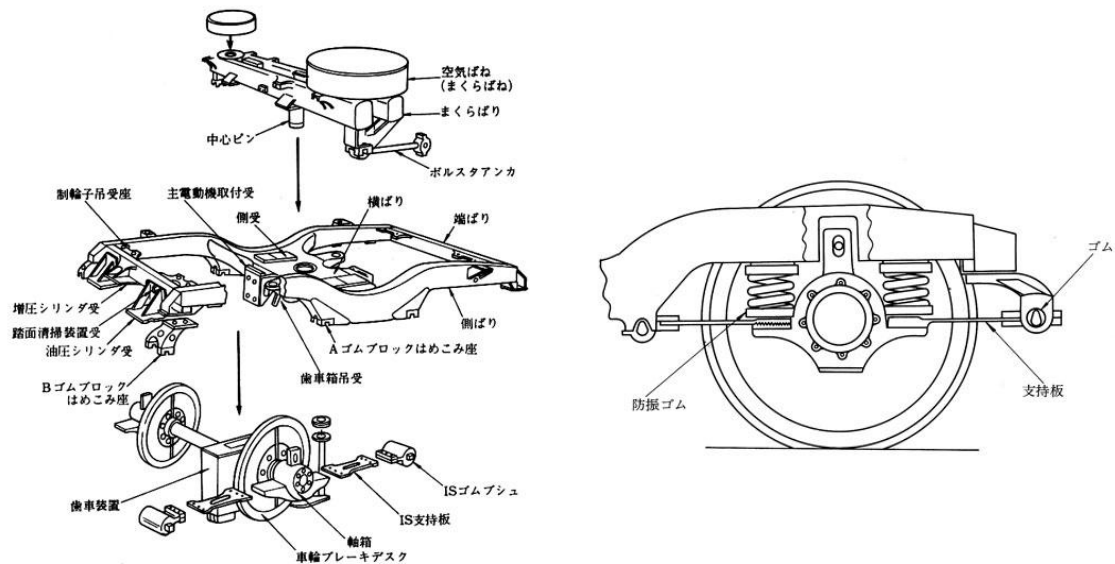
図 9-43 東海道新幹線電車(0 系)用台車 DT200 とその IS 式軸箱支持装置





中部鉄道学園浜松工場分所編・車両設計事務所監修『新幹線電車 概要編』日本国有鉄道工作局、1943年、110 頁、写真 9.1、111 ページ写真 9.2、関西鉄道学園『最新 新幹線電車』改訂第3版、1973 年、交友社、56 頁、第 3.3 図。

図 9-44 DT200 の構成と IS 式軸箱支持装置



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』347 頁、第 2・72 図、368 頁、第 2・100 図。

DT200 の各部構造、検修について更に詳しくは、同書、32~33、204~222、347、361、682~716、772~774 頁、参照。

DT200 型は空気バネ・ダイレクトマウント方式の台車で、枕バネはダイヤフラム型空気バネ、軸バネはコイル 2 本のウィング、軸箱支持は“IS 式”と呼ばれる住金の開発になる方式に拠った。

この方式はミンデンドイツ(板バネ)をベースとしてアルストム・リンクの要素を混成させた機構と言って良い。特殊バネ鋼板製・銅メッキ板バネである前後 2 枚の“支持板”は両端

部(台車枠側)ではラバーブシュを介して“心棒”を抱く上下二分割の“支持板取付腕”に“摩擦板”でサンドイッチされた状態でボルト止めされ、軸箱に対してはその両翼に回り止めのセレーションで噛合い、かつ摩擦板で挟まれた状態でボルト止めされた。このように“摩擦板”で挟むのは“支持板”のボルト孔をバカ孔とし、若干の逃げ代を付与することによって取付孔部における応力集中を防ぐ狙いである。

軸箱支持上のガタと摩擦を排除しつつ“支持板”に若干の水平面内の変位を許容するこの機構を採用したことにより、“IS 式”軸箱支持方式においては1軸箱当り前後方向で3000~4000kg/mm、左右方向で1500~2000kg/mm(資料によってはそれぞれ4000kg/mm、1000kg/mm)という支持剛性が得られるものとされた。

車体重量は枕バネ→枕梁→心皿および側受→台車枠→軸バネ→軸箱→軸受→輪軸という経路で伝達される。牽引装置は車体と枕梁を両側で連結するボルスタアンカによっており、その取り付け部のラバー・ブシュの弾性と側受の摩擦力は台車蛇行動の抑制装置として作用した。駆動方式はWN継手式であった。

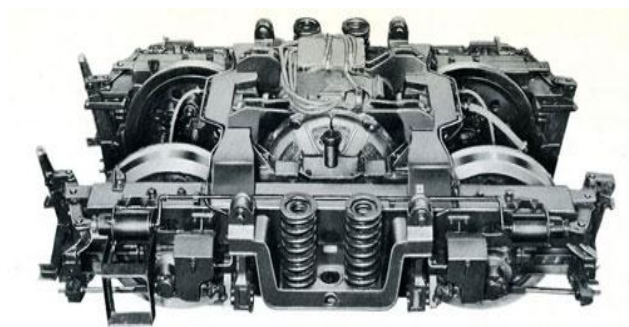
国鉄はミンデンドイツ方式の使用経験を持たなかったが、1958年に投入されたED61型直流電気機関車の内、'59年、東芝製15号機の試作台車DT900には軸箱を台車中央側より張出された2枚のNiCrMo鋼製平行板バネで支持する住金S型ミンデン様の機構が採用された。

また、1959年、日立で同社1000号機として1両だけ試作された常磐線旅客用の水銀整流器^{エキサイトロン}ED46型交直両用電気機関車(ED46 1:後、ED92 1と改称)は世界初の“全出力交直両用機関車”=交直流同一性能を有する電気機関車であったが、そのDT112台車は中央に位置する主電動機を避けた枕バネ、吊リンク配置を特徴とする他、軸箱支持装置から摺動部を追放するため、軸箱当り前後両方向から各2枚、計4枚の平行板バネでこれを支持する特異な機構を有していた。これらの取組からは東芝や日立の試作品からは当時のメーカーの進取の気風が窺われる(図9-45)³²¹。

図 9-45 ED46 型の DT112 台車

³²¹ ED46 については日立製作所『ED461 形 日立交直両用電気機関車』(パンフレット)、『鉄道ピクトリアル』第9巻10号、1959年、「わだいのくるま」、川添雄司『交流電気車両要論』電気車研究会、1971年、7、44頁、鉄道ダイヤ情報別冊『プロトタイプの世界』2005年、116~117頁、参照。

もっとも、ED46 1は貨物を牽けない非力さが仇となったため、1961年におけるED92 1への改番を経て程無く予備機となり、中央鉄道学園の教習車として余生を送った後、1975年に廃車となって解体されてしまっている。

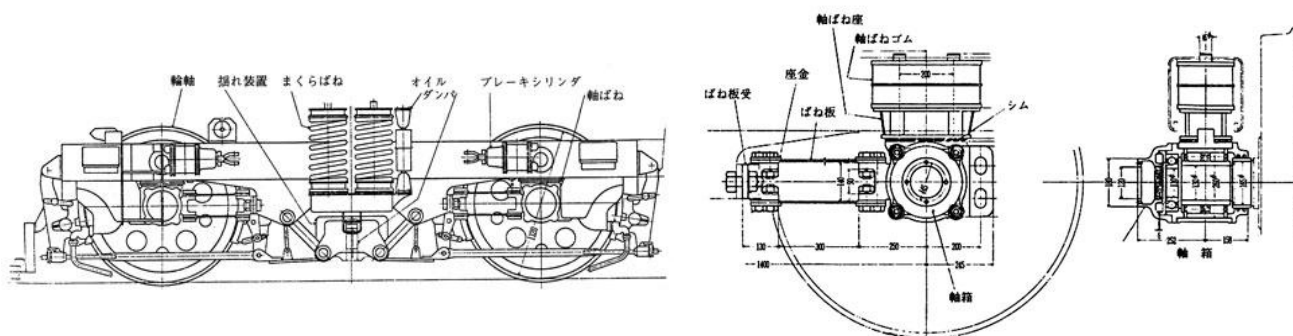


1 台車 1 電動機として重量軽減と軸重移動対策を狙う構造となっている。右の図はクイル駆動を説明するために横梁が邪魔なので、天地逆にして撮影されたもの。

日立製作所『ED461 形 日立交直両用電気機関車』(パンフレット)より。

更に、1961 年、北九州地区の電化に際して投入された東芝製 ED72 型旅客用交流電気機関車および'62 年の ED73 型貨物用交流電気機関車用 DT119 型動台車、ED72 型の TR100 型中間台車には ED61 15 の DT900 様の台車中央側からの平行板バネ 2 枚による軸箱支持装置が採用された(図 9-46, 9-47)。住友金属工業による S 型ミンデンの開発が 1966 年であるから、この東芝の試みは一つの壮図であった³²²。

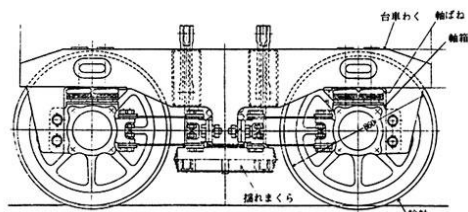
図 9-46 DT119 型動台車



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』52 頁、第 1・93 図。

³²² 管見によれば、DT119 動台車の外観については斎藤亨『電気機関車をつくる』筑摩書房、67 頁の写真が軸重移動対策用“逆ハリリンク”の説明図とともに最も優れた視覚的資料であろう。なお、ED72 試作 1、2 号機にはクイル駆動が採用されていたが、粘着性能不良で量産機および ED73 は吊架式に変更されている。また、ED72、ED73 は水銀整流器を用いた最後の世代の交流電気機関車であった点でも記憶に残る作品である。川添同上書、9~10、46 頁、参照。水銀整流器の種別やシリコン整流器へのシフトについては川添同上書、5~16 頁、参照。

図 9-47 TR100 型中間台車



同上書、78 頁、第 1・137 図。

ところが、10~15 万 km 走行後、総使用枚数約 700 枚(姉妹機 ED73 の分もカウントしているらしい)というこの板バネの実に約 7 %に疲労折損が生じた。これは「研摩などに若干問題点」(中村他)があったため、と伝えられているが、支持板に後の S 型ミンデンにおけるようなショットピーニングによる疲労強度向上策等が施されていたのか否かについては不明である。ただ、原因はどうあれ、これは大変不名誉な数字であった。

もっとも、極めて先駆的な試みゆえ、この板バネの折損は予め危惧されていた。このため、ED72 の DT119 型動台車、TR100 型中間附随台車には外観からは判然とせぬが、図 9-46、9-47 から覗えるように、通常の S 型ミンデンには無い“安全用ストッパ”が反板バネ側に装備されていた。これは台車枠側梁の反板バネ側から軸箱守よろしくブラケットを懸垂し、そこに車軸と平行に上下 2 本の 28.5φ の安全ボルトを配置し、かつ、ブラケット内にこの 2 本の安全ボルトを貫通させる 2 つの長穴を穿たれた軸箱(軸受収容体)の“耳”を収めるという仕掛けである。長穴とボルト胴との間には上下方向に懸架装置のストロークに合せて各 18mm のクリアランスが設定されていた他、前後方向にも各 3.5mm のクリアランスが設定されていた。従って、これらは案内機能を担ってはならず、単なる安全装置として機能した。

これによって板バネが折損しても“耳”→安全ボルト→ブラケット→側梁という経路で荷重が伝達され、機関車は腰抜け状態に陥ることなく走行を続けられることになる寸法である。

但し、折損頻度が上記のように高くなると、現場としてはさぞかし遣り切れなかったことであろう。実際、国鉄の機関車でこの ED72、ED73 様の軸箱支持装置を受け継ぐ例は絶後となり、ED6115 もまた、1979 年、通常の DT106 台車を新調して宛がわれ、ED6218 と改称せしめられている。それは出る杭が打たれた典型的構図である。

そして、初代新幹線台車、DT200 の開発に際してはこの不出来であった ED72、ED73 用 DT119、ED72 用 TR100 型台車における板バネの疲労限度の解明が貴重な参考資料として供されたワケである³²³。

³²³ (74)国鉄臨時車両設計事務所「ED72 形交流電気機関車(2)」(『電気車の科学』第 15 巻 10 号、1962 年)、中村宏・田村伸二・田中真一・夏井由郎・矢口信治「軸箱支持たわみ板の強度」(『東海道新幹線に関する研究』第 4 冊、1963 年、177~181 頁)、中村宏『物と事と生の研究史—

時は下って 1966 年 4 月 25 日、熱田付近を 210km/h にて走行中の上り“ひかり”42 号の DT200 台車に新幹線史上、空前、あわや千人単位の死傷者も、というほどの重大事故が発生した。最後部 1 号車の後部台車第 2 車軸が駆動大歯車側の車輪圧入部ネック付近で折損したのである。折れた輪軸は駆動装置や台車側枠との接触により辛うじて離散を免れたため、脱線事故は間一髪、回避された……と、いうことは、板バネも破断していたのであろう³²⁴。

この DT200 台車の「軸箱ツノ」即ち軸箱上部の突起とこれを受ける台車側枠上の「軸箱ツノ案内」とは IS 式軸箱支持装置の説明図にあった通り、ある種の“ホゾ・ホゾ穴”の設計になっており、ホゾをなす「軸箱ツノ」上部には「軸箱ツノ案内」を貫く 1 本の「ストッパピン」を通す長孔が穿たれていた。「軸箱ツノ」と「軸箱ツノ案内」は板バネ(支持板)折損時の安全策であった。

他方、「ストッパピン」は「平頭ピン」と呼ばれる標準部品の応用例であった。これは薄平リベットを巨大化させたような形状を有し、現物は塗装状態で頭部径約 43.8mm、軸径約 31.7mm のサイズである。これを台車側枠に貫通させ、台車側枠内側への突出部は割ピンで留められている。

元来、この素っ気無い仕掛けは支持板と共に軸箱・輪軸を取付けた状態での台車吊り上げのために設けられたものであった。この“安全ボルト”ならぬ“ストッパピン”はショベル系建設機械のブーム固定に用いられる“降下防止用安全ピン”から発想を得たものかもしれない。しかし、このシンプルな「軸箱ツノ」「軸箱ツノ案内」「ストッパピン」のトリオこそが車軸折損という想定外事故における折損側軸箱の台車枠からの離脱を防ぐ最後の

—新幹線台車・金属疲労寿命・生命観—』23 頁、『新幹線車軸の安全の研究——金属疲労、リスクマネジメント、生命観——』25~26 頁、参照。

³²⁴ その後も“あわや”は繰り返された。1985 年に投入された 100 系車輛用の DT202 台車においてはこの種の不具合が 2 件も発生している。ひとつは 1991 年 9 月 30 日、下り“ひかり”291(A)号、“シンデレラ・エクスプレス”に発生した歯車箱油漏れに起因する歯車損壊、車軸ロック・暴走事故、いまひとつは事故にこそ至らなかったが、1992 年 6 月 15 日に発覚した“グランドひかり”用車輛の駆動ピニオン軸支持軸受の欠陥、24 個のコロ脱落に起因するオイルシール破損と油漏れがそれである。

前者の原因は振動によるボルト脱落、後者の原因は駆動ピニオン軸を支持する光洋精工製 QT4A 円錐コロ軸受(内径 80mm、外径 170mm、幅 42.5mm)のコロの材質が正規の軸受鋼ではなく、低炭素鋼であったという材料不良、と言うよりお粗末な材料間違いにあったという(カーボン・ベアリング!)。桜井淳『新幹線「安全神話」が崩れる日』講談社、1993 年、第二章、参照。

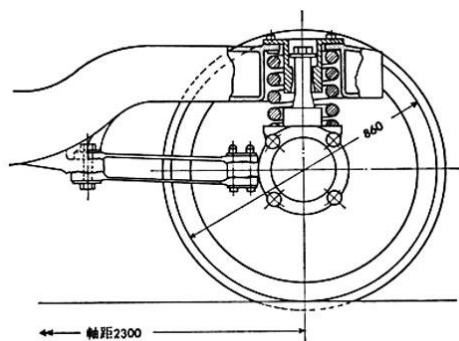
300 系“のぞみ”車輛の TDT203 台車においても初期にはタチの悪い事故が続発した。これらについても桜井淳の著書に詳しい。

防波堤という役割を演じたのである³²⁵。

この「軸箱ツノ・軸箱ツノ案内・ストップピン」トリオは中村らによってフェイル・セーフ設計の成功例として回想されており、筆者もその評価は正しいと考える。しかし、設計者が車軸と板バネ、何れの折損を危惧してこの多重安全設計を行ったのか、という発想の原点について詮議すれば、その答えは確率的に見て世上、唱えられる、そして確かに、現実起こってしまった車軸折損ではなく、後者、即ち **ED72** あるいは **ED6115** 以来の厄のタネ、即ち板バネの疲労折損にあったと見なす方が合理的であろう³²⁶。

アルストムにしてもミンデン、S 型ミンデン、あるいは軸梁式にしても、軸箱支持部のガタが少ないという意味においてその軸箱支持剛性は高い。しかし、軸箱支持部の絶対的強度の点において、例えばミンデン系台車の「安全つの」(図 9-48)の軸箱保持能力は軸箱守方式に半歩譲るように映りがちである。

図 9-48 S 型ミンデン台車における「安全つの」



³²⁵ 『東海道新幹線に関する研究』や『高速鉄道の研究』所収の中村宏ら、赤岡純らによる論文、レポートの類をはじめ、DT200 関係の文献は木を見て森を見ぬようなデータばかり目立つのであるが、その割りに、件のトリオについて言及した適当な記述は見出されなかった。筆者はたまたま関西鉄道学園編著『最新 新幹線電車』改訂第 3 版、交友社、1973 年、55、65 頁によりこれを確認すると共に、神戸海洋博物館・カワサキワールドにおける実物展示品で確認、採寸させて頂いた。

³²⁶ 事実、関西鉄道学園前掲『最新 新幹線電車』の記述(65 頁)もその趣旨である。中村『物と事と生の研究史——新幹線台車・金属疲労寿命・生命観——』32~34 頁、『新幹線車軸の安全の研究——金属疲労、リスクマネジメント、生命観——』24、26、27、62~63、106~113 頁、高橋団吉『新幹線をつくった男 島秀雄物語』240~257 頁、参照。

付言すれば、国鉄臨時車両設計事務所の所属になる人物が著した **ED72** についてのある解説記事などは、その DT119、TR100 台車の軸箱支持機構がミンデンドイツ方式の影響を受けたものであることまで認めつつ、件の“安全ボルト”には一言も触れていない。掲げられているのは恰も後年の S 型ミンデンに関するかのごとき図と解説のみである。リスク覚悟で新境地に挑んだ開発者の思いを正直に表現しない記述は後年の大本営発表的駄文とほとんど変わるところが無く、歴史の理解を妨げること夥しい(真宅正博「試作 **ED72** 形式交流電気機関車」『交通技術』第 16 巻 6 号、1961 年、参照)。

これはS型ミンデンの場合であるが、標準ミンデンにおいても「安全つの」の構造は同じである。

赤松 惇「試作 FS364 形住友 S 形ミンデン台車について」(『住友金属』Vol.19 No.2 1967 年)、第3図。
手塚『鉄道車両/台車のメカ』46 頁も参照せよ。

実際、住友金属工業が東武“デラックス・ロマンスカー”1720 系の改良用として 1967 年に納入した S 型ミンデンの FS370 台車(スイングハンガ式、枕は空気バネ、台車枠は住金最後の 鋳鋼)においては標準ミンデンや S 型ミンデンに採用されていた「安全つの」仕掛けだけでは物足りなかったと見え、軸箱の反・板バネ側に“安全ガイド”とでも呼べそうな部材が突出していた。

もっとも、1991 年、1720 系の引退、200 系の投入に当り、この頑健な台車が板バネと軸箱との結合部のラバーマウント化(SU ミンデン化)、車輪の“ステンレスリング入り防音波打ち車輪”化などを経て、先行の 100 系用 SS115 住金台車(ボルスタレス、SU ミンデン)に擦り寄るような格好で FS370A へと改造の、振替えられた際には件の安全ガイド様の部材は切除されてしまう。この一件から想うに、やはり、S 型ミンデン導入に際しては絶対的な軸箱保持能力の点で何となくこれに不安感を抱くユーザーもあったのではなかろうか³²⁷。

私鉄台車における百花繚乱・順列組み合わせ的技術進歩を他所に、国鉄技術開発の主流を永らく FS-1(TR37→DT14)流の軸箱守+ウィングバネ方式に止まらせ、ひいては車軸軸受においても冗長な円筒コロ軸受+深溝ないしアンギュラ玉軸受+緩衝装置の組合せ=55 年体制に拘泥させたのは、そして DT119 と TR100 に「安全ストッパ」を、DT200 や後述の 711 系 DT38 や 1973 年の 381 系振り子式特急電車用 DT42 といった空気バネ・ダイレクトマウント台車に「軸箱ツノ・軸箱ツノ案内・ストッパピン」を設けさせたのは、1950 年代初頭にドイツ連邦鉄道客車用標準台車の地位に就いた Minden-Deutz 台車に発揮されていたのと同じ、軸箱支持冗長性最優先の安全思想であった。これを“島流システム工学”(高橋)などと評することが大袈裟に過ぎることは措くとして……³²⁸。

³²⁷ 波打車輪そのものはドイツでは戦前から使用されていた。広重 巖『輪軸』交友社、1971 年、96~ 98 頁、参照。波打車輪化により、10%程度の軽量化と騒音低減の効果が認められる。住金による波打一体圧延車輪開発については上西洋二「波打車輪について」(『車輛技術』No.109 1970 年)、参照。

FS370 については松宮他前掲「住友台車の歩んで来た道(第2報)」、FS370A については『鉄道ダイヤ情報』No.81 1991 年 1 月所収の「DJ 新車トピックス」の写真ならびにネット情報を参照。ステンレス防音リングは曲線通過時のきしり音発生を抑制する目的で開発されたもので、孫悟空の頭に嵌められた金剛輪(緊箍)とは逆に、リム外側内面、ディスク立上り際にステンレス環を嵌入し、車輪の制振を図る。防音車輪の種類や効能については住友金属工業の HP 参照。

³²⁸ 反主流的開発の蹉跌や脱却への突破口については後ほど取り上げる。DT42 の当該部については手塚『鉄道車両/台車のメカ』47 頁、参照。DT42(TR224)については日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編 [1]』153~ 162 頁、参照。

ともかく、かように考えることによってその後の国鉄電車における軸箱支持方式ならびに車軸軸受様式の発展も無理なく理解されるし、VVVF インバータ制御と WN 平行カルダン駆動による現今の JR 西日本 223 系近郊電車用 WDT59 台車や、これと多くの部品を共通する 321 系通勤電車用 WDT63 台車といった軸梁台車の反軸梁側に設置されている案内装置(?)の存在根拠もについても頷ける。また、やがてこの部材がオタマジackson の尻尾よろしく消え失せてしまうであろうことまで推測されるのである。

図 9-49 東海道新幹線電車(0系)の軸箱

軸箱の上に伸びているのが「軸箱ツノ」。これが台車枠の「軸箱ツノ案内」に入り、その長孔に「ストップピン」が通る。

この図からも覗きようはないが、この深ミゾ玉軸受はそれ自身に大きな自由状態の隙

間(JIS C5 相当のラジアル隙間：運転時最大 2mm)が与えられていた上、伝統に準拠して外輪直径より約 1mm 大きなハウジング内にセットされていた。前者、即ち大き目の自由状態ラジアル隙間の付与は玉と軌道面との接触角を大きくしてアキシャル負荷容量を大きくするための策である。後者はラジアル荷重を全く負担しないという、国鉄標準型円筒コロ軸受ユニット設計における 1955 年以來の手法に倣うものであった³²⁹。

また、周速が 16~17m/sec 程度となるため、この新幹線軸箱にはアクリルゴム製のオイルシールが採用された。更に、開業後の 1967 年からは信頼性向上を狙い、コロ材料は既に言及されたように真空溶解軸受鋼に切り換えられた³³⁰。

“こだま”用からモハ 90 に至るまで、在来線車軸用コロ軸受には軟鋼製のリベット接合の合せ型“もみぬき”保持器が使われていたが、新幹線電車のそれにはかつての空冷星型航空発動機クランク軸受の一部に使用されていたものと同様、リベットレスの高力黄銅鑄物(HBsC)製“もみぬき”保持器が採用された。

なお、試作段階においてはスラスト用深溝玉軸受に保持器の変形に起因する焼付き事故が発生した。その原因究明の過程からころがり軸受保持器設計に関して先にも触れた角田和雄の新しい理論が誕生した。

角田の玉軸受保持器理論は軸心に偏倚を生じた状態で回転する玉軸受においては玉にスピンのモーメントが働いてその回転軸と正規の軸心との平行性が破られるため、玉の公転速度に遅速のムラを生じ、これが一様な速度で回転する保持器に作用して圧縮・引張応力を生ぜしめ、その交番によって保持器の疲労破壊が招来されるという現象……満鉄パシハの炭水車車軸用ならびに主連棒太端用 SKF 自動調心コロ軸受のトラブルにおいて既に経験されていた……を初

³²⁹ 遠山・松本『軸受・潤滑法』211 頁、参照。アキシャル負荷容量を高めるために自由状態の隙間を大きく設定して接触角を姑息に大きくするくらいならアングュラ玉軸受を使えば、と思われるかも知れぬが、接触角の大きいアングュラ玉軸受はアキシャル荷重を負荷された状態で高速回転させられる場合、玉軸受に通有の差動滑りによる摩擦の他にスピン滑りによる摩擦、ジャイロモーメントによる滑りに起因する摩擦が発生し、発熱し易いため、高 $d \cdot n$ 値運転向きではない。この内、スピン滑りによる摩擦については図 1-3 の注記を見よ。

³³⁰ 第Ⅷ章 (2)、『日本精工六十年史』223 頁、参照。但し、実際には比較試用期間があったようである。中村は、

新幹線初期に コロ軸受 を A 社は大気中溶解 B 社も大気中溶解、C 社のみ真空溶解の材料で製作した。

次の結果、C 社のもののみきづ発生がなく A,B 社のものはごく僅かきづ発生があった。……中略……

その後は、三社とも真空溶解にしたのできづ発生はなくなった。

と述べている(『新幹線車軸の安全の研究——金属疲労、リスクマネジメント、生命観——』191~192 頁、より)。なお、中村の言う「コロ軸受」は「軸受コロ」の誤記であろう。

めて科学的に解明するものであった³³¹。

因みに、この理論を 1963 年 10 月のアメリカ機械学会—アメリカ潤滑学会合同潤滑会議で発表する機会を角田に斡旋したのは赤岡であった³³²。

また、試作車輛においてはこの深溝玉軸受の鋼球にカジリを生じた。これはスラスト荷重がかかっていない状態では回転しないように設計されていた玉軸受の鋼球に車輛左右動のために生じた瞬間的^{スラスト}接触圧力が作用することにより、接触面に微小な焼付を生じたもので、ころがり軸受技術界においては上述の通り、スミアリングと呼ばれる旧知の現象であった。これを回避するため、スラスト緩衝用皿バネ 2 枚によって常時、玉軸受を 70~90kg の力で定圧予圧する方が講じられ、この問題は解消した³³³。

車軸軸受潤滑油としてはグリース(BRB No.1、モビラックス No.2、アルバニア EP-2[^{シェル}])と油=マシン油(特 2 号 #120)とが比較された。主電動機は在来線用のモハ 90 型電車や特急電車と同程度の回転数に抑え、ギヤ比で速度を稼ぐ発想であったから、潤滑法としては当初、グリース潤滑が試みられた。

車軸軸受に関する実験では時速 300km/h 相当の 2000rpm でラジアル、スラスト荷重をかけ、温度上昇、摩擦モーメントが測定された³³⁴。

実験過程においてはアルバニア EP-2 グリースの優位性が報告されたりしたが、最終的に車軸軸受潤滑法としてシール性の確保に手間がかかるとは言え、温度上昇を抑え、スミアリングやカジリを防ぎ易く、摩耗粉、異物等の内部除去を促進でき、交換も容易な油潤滑が選ばれた。

³³¹ 赤岡純「国鉄新幹線車両用軸受(2)」(『機械の研究』第 15 巻 第 9 号、1963 年)、角田和雄、The Effect of Misalignment on the Forces Acting on the Retainer of Ball Bearings(*Trans. ASME*, Ser. D, 86,(3), 1964)、同「玉軸受の保持器に作用する力(第 1、2 報)」(『日本機械学会論文集』第 32 巻、239 号、1966 年)、参照。その概要についてはまた、岡本・角田前掲『転がり軸受』176~178 頁、参照。赤岡の論文は角田らの研究を紹介したもの。

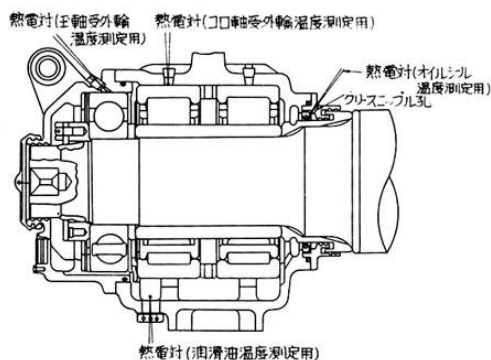
³³² 角田「Move the World through Tribology —あるトライボロジストの歩いてきた細い道(1~3)」(『トライボロジスト』第 45 巻第 6~8 号、2000 年)、参照。赤岡への言及は無いが、簡単には同『摩擦の世界』19~23 頁、参照。

³³³ 新幹線電車用軸受の開発史及びその技術全般については岩田的夫「試作コロ軸受の高速回転荷重試験」、赤岡純・平沢弘太郎「オイルシール高速回転試験」(鉄道技術研究所『東海道新幹線に関する研究』第 2 冊、1961 年、172~179、180~183 頁、所収)、岩田「試作コロ軸受の高速回転荷重試験」、赤岡・平沢「新幹線用オイルシール試験」(『東海道新幹線に関する研究』第 3 冊、1962 年、206~207、208~215 頁、所収)、岩田「試作コロ軸受高速回転荷重試験」、赤岡・平沢「オイルシール」、関口晴夫・斉藤誠一・平沢弘太郎「軸受関係モデル線試験」(『東海道新幹線に関する研究』第 4 冊、1963 年、193~195、196~197、198~201 頁、所収)、赤岡純・平沢弘太郎「オイルシール」、関口晴夫・斉藤誠一・平沢弘太郎「量産車試験における軸箱温度上昇」(『東海道新幹線に関する研究』第 5 冊、1964 年、309~314、315~317 頁)、赤岡純・岩田的夫・関口晴夫「軸受および密封装置」(鉄道技術研究所監修『高速鉄道の研究』1967 年、236~245 頁、所収)、『日本精工五十年史』346~347 頁、『日本精工六十年史』222~223 頁、趣味的な書物として五十嵐修蔵『鉄道 100 年の技術』工業調査会、1974 年、57、58 頁、参照。

³³⁴ 小野 繁「高速車両用軸受の特性」(潤滑懇談会講演摘録『潤滑』第 4 巻 第 5 号、1959 年)、赤

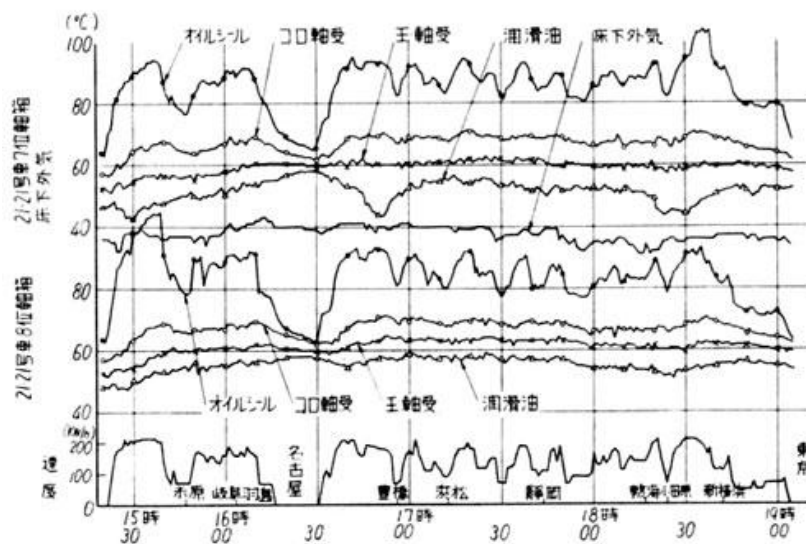
その後、「200 万料を 3 年前後で走行する」東海道新幹線電車用軸受の信頼性確保、寿命向上のため、軸受箱振動測定、玉軸受・コロ軸受・潤滑油の温度測定(図 9-50, 9-51)、減速歯車の温度測定等、様々な探求の方策が講じられて行った³³⁵。

図 9-50 軸箱温度測定位置



関口晴夫・斉藤誠一・平沢弘太郎「軸箱各部温度上昇試験」(『東海道新幹線に関する研究』第 6 冊、1965 年、193~201 頁)より。

図 9-51 軸箱温度測定結果の一例(1964 年 8 月 25 日)



一連の本線測定試験は 1964 年 4 ~ 9 月に実施された。

岡同上論文、参照。

³³⁵ 藤田公明・宮西希一・井山和夫・阿部 一「歯車装置の電車走行中における温度上昇」、関口晴夫・斉藤誠一・平沢弘太郎「軸箱各部温度上昇試験」(『東海道新幹線に関する研究』第 6 冊、1965 年、186~192、193~201 頁)、参照。赤岡純「国鉄新幹線車両用軸受(3)」(『機械の研究』第 15 巻 第 10 号、1963 年)、にはモデル線上を往復する形で 1964 年 3 月 30 日に実施

同上より。

開業後、真空溶解鋼製コロの導入を承け、国鉄車輛設計事務所は鉄道技術研究所、日本精工技術研究所と共同で、1967年12月8日、浜松～名古屋間において70～210km/h、直線、曲線、力行、惰行、加速、減速、切土、盛土、高架、鉄橋を取り混ぜた実走行中における新幹線電車軸受コロの回転状態、即ち公転滑り、自転滑りを測定するという前代未聞の実験まで行った。

測定の原理は1944年、平野らによって開発されていた玉軸受の玉を1個、磁化しておき、これが組み込まれた軸受の近傍にサーチコイルを設置し、流れる誘導電流の状態によって玉の自公転挙動を把握する方法を発展させた国産技術であった³³⁶。

この実験によってコロの自転滑りは負荷圏(軸受を正面から見た時、12時を頂点として前後に都合約80°広がる領域)の出口付近で最小となり、負荷圏の入り口付近で最大となっている事実が判明した。しかし、その程度は軸受寿命に影響を及ぼすには僅少であった。また、コロに働く接線力の解析(但し、保持器の作用は捨象)から、油膜の抵抗によって公転滑りが阻止されている状況も解明され、軸受の使用状況ならびに軸箱回りの構造の適切さが証明された³³⁷。

なお、新幹線電車の駆動装置に関しては歯車箱支持軸受及び小歯車軸支持軸受として単列円錐コロ軸受2個の正面取付という常套的手法が採用された。もっとも、前者は図9-39に示された在来線“こだま”型電車用DT23台車の駆動装置における如き背面組合せの片側支持ではなく、正面取付の両側支持に改められ、ヨリ安定感が増したモノとなっている(図9-52)³³⁸。

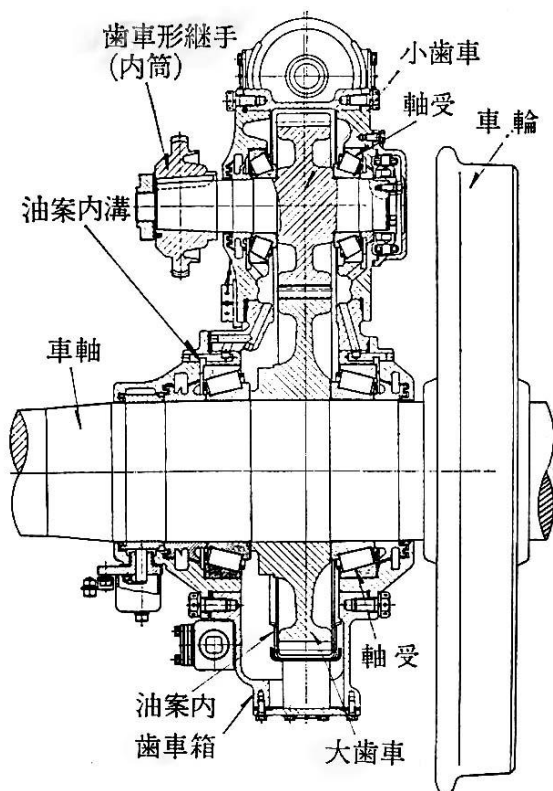
図 9-52 新幹線台車用駆動装置の概要

された同様な試験の成績が紹介されている。

³³⁶ 平野富士夫・吉成久志「ころがり軸受における滑りの測定」(『機械の研究』第2巻 第9号、1950年)、平野富士夫・田上寛男「玉軸受の玉の運動について」(『潤滑』第5巻 第3号、1960年)、参照。

³³⁷ 石澤應彦・廣瀬正吉・岩田的夫・山本精穂「新幹線車両用軸受のころの運動」(『NSK Bearing Journal』No.623, 1969)、『日本精工六十年史』223頁、『転がり軸受工学』102、105頁、参照。

³³⁸ この基本構造は現在まで踏襲されているが、駆動装置は比較的トラブルの多いユニットともなっている。1991年、1992年の事故については先に言及された通りである。2010年3月3日夜、N700系16両編成の上り“のぞみ56号”が西明石～新神戸間を走行中、12号車の後部台車第2軸に発生した小歯車軸支持内側軸受(QT9B: 内径70mm、外径150mm、幅38mm)のコロ脱落に起因する歯車箱破損→オイルミストの社内充満事故は大方の読者の記憶に新しいであろう。破損の原因は目下、調査中である。コロの脱落、とあるから恐らくは保持器の損傷であろう。まさかその原因が又もやカーボンベアリングであるようなコトはあるまいが……。



日本潤滑学会前掲『改訂版 潤滑ハンドブック』1026 頁、図 12.1.77。

ピニオン軸受：QT4A(内径 80mm、外径 170mm、幅 42.5mm)

大歯車側軸受：QT5(内径 210mm、外径 320mm、幅 70mm)

潤滑油は当初、鉱油であったが、後により高い温度に耐える合成油に切替えられる。

一方、これより先、1964 年 6 月に第 1 回会議が開催された「高速車両研究会」においては全国新幹線網構想の実現に向けた試作電車開発が行われ、1969 年 3 月には 2 両編成として試作された 951 型、更に 1973 年 7 月に 6 両編成として試作された 961 型試作電車が開発されるに到る。

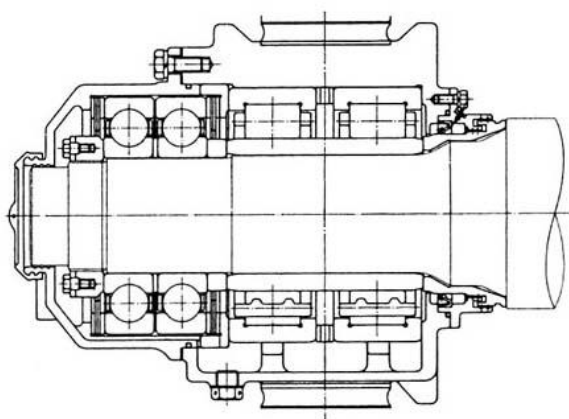
この内、951 型用には電磁吸着ブレーキ(ECB)装備台車として DT9010(軸箱梁[一種の釣合梁]式)、9010A(9010 ではバネ下重量過大となり軌道衝撃が許容値を超えるため、DT200 の前後軸箱に ECB 支持梁をぶら下げたようなモノ)、9011(9010A の全長を詰め、ECB 支持梁を通常台車枠/作動時のみ軸箱支持としたモノ)、9012(中空軸の採用等により一層、バネ下重量軽減が図られたモノ)が開発試験された。

961 型用としては ECB 無しの DT9013(枕梁、軸箱前蓋の軽合金化、台車枠の構造見直し等により一層、軽量化が図られたモノ。駆動装置点対称配置)、9013A(同、駆動装置線対称配置)、9014(直角カルダン)という計 8 種の台車が相次いで試作され、DT9013、9013A が 200 系、100 系、100N 系等、爾後の国鉄新幹線電車のベースとなった。その結果、新幹線台車はどれもこ

れも DT200 もどきの構造が踏襲される結果となる³³⁹。

車軸軸受に関しては3様の設計が試みられ、軸径を130mmから140mmに、外輪径を280mmから300mmに、内輪幅を215mmから230mmに、外輪幅を210mmから225mmにサイズアップし、基本定格荷重を14.8tから20.7tに増強した2P140-4複列円筒コロ軸受といったものが開発された他、スラスト用深溝玉軸受に関しては軸径を125mmから135mmへ、外輪径を260mmから280mmへ、軌道輪幅を55mmから58mmへとサイズアップしたB135-4が開発されたのみならず、その複列(並列)化(図9-53)が試みられた。

図 9-53 山陽新幹線試作電車用試作車軸々受の一つ



深溝玉軸受の両側に皿バネが置かれ、かつ、一番外側にシムが挿入されている。

「山陽新幹線試作車用軸受」『*NSK Bearing Journal*』No.623, 1969、より。

これは整備の便を考え、車軸の一端にスラスト受けを集中し、他端は自由にするという狙いで、玉軸受は皿バネにより互いに反対方向に軽予圧した状態に保たれており、かつ、アキシャル隙間の管理にはシムが用いられた。途中からはシム調整の要らない4点接触型を片側1個で済ませるという代案も提起され、結局、深溝2列両側、深溝2列側、4点接触1列両側方式が試作された。

この複列スラスト軸受を装備した試作台車は1968年6月に製作され、翌月より鉄道技術研究所の台車試験機による試験に供されたが、その時点で既に片側スラスト案は力学的にも運用上も無理があると判明し、本命から外されていた³⁴⁰。

走行試験は1969年3月より始められ、1973年からは961型での現車走行試験も実施さ

³³⁹ 車両設計事務所『新幹線電車技術発達史(250km/h編) 総論及び機械各論』1976年、715~877頁、参照。この本は第一級の資料であるが、その内容はタイトルに反し(?)、951、961形試作電車に関するモノのみである。

³⁴⁰ 「山陽新幹線試作車用軸受」『*NSK Bearing Journal*』No.623, 1969年、参照。

れたが、961 型用に新たな軸箱ユニットが開発されることはなかった³⁴¹。

951 型新幹線試験電車の車軸軸受として生き残ったのは上記の 2P140-4 複列円筒コロ軸受(→JC13)と B135-4 と同寸ながら玉を小径化し、玉数を増やした改良版深溝玉軸受(→JB7) 1 個とを組合せた軸受であった。それが当時の国鉄においてはバネ下重量を切詰める最も良い方途と考えられたからである³⁴²。

そして、新幹線営業電車には JC9(東海道、山陽)型、JC9-2 型(軸径を 133mm に 3mm アップ、東北、上越)複列円筒コロ軸受と JB4 型、JB7 型(外輪径を 250mm に 10mm ダウン、東海道、山陽 100 系)深溝玉軸受との組合せという既往の実績を踏まえた技術が採用され、技術を漸進的に発展させて行く開発戦略が粛々と推進されて行った³⁴³。

また、この間、アンギュラないし深溝玉軸受を従えた円筒コロ軸受という車軸軸受の基本構造は在来線旅客車輜、新幹線電車のみならず、国鉄の電気およびディーゼル機関車における標準的車軸軸受としての地位をも獲得した。それは正しく 55 年体制の勝利に他ならなかった。

(7)高速化を進めつつも、決して無理をしなかった国産化、輸入代替戦略

国鉄の車輜用車軸軸受として標準的に用いられた型式の円筒コロ軸受が持つメリットの一つは、再三述べて来たように、内外輪をツバ分離式とし、コロと保持器を手で抜き出せる構造にしておけば、内輪を直接、可搬式誘導コイルによる誘導加熱により膨張させることで軸ないし軸受の損傷を招くことなく、極めて容易に嵌め込み、抜き取られ得る点に求められる。この特性が活かされたからこそ、従来、機関車(油焼嵌)に限られていた軸受内輪の直接“しまり嵌め”は両数、型式数共に私鉄とは比較にならぬほど多いその旅客車にまで容易に拡大され得た訳である³⁴⁴。

海外の鉄道車輜に広く用いられ、我が国においてもかつて私鉄電車に多くの採用例を見出した自動調心コロ軸受について、この観点から最後に一言述べれば、それは誘導加熱に向かないため、円錐コロ軸受同様、引抜・圧入は力任せとなり、時として軸側の損傷が招来

³⁴¹ 車両設計事務所前掲『新幹線電車技術発達史(250km/h 編) 総論及び機械各論』921~925 頁、参照。

³⁴² 『日本精工六十年史』223 頁、図 16、参照。但し、図に注記の JB13 は JC13 の誤り。

³⁴³ 日本精工前掲『テクニカルレポート(CAT.No.728f)』308、310 頁、参照。なお、各メーカーとも鉄道車輜用軸受あるいは JR 向け軸受を伝統に即して“特殊軸受”にカテゴライズしているため、汎用軸受のカタログによってそれらについての情報を得ることは出来ない。

³⁴⁴ 国鉄における軸受内輪の誘導加熱による嵌脱法は海外での軸受内輪や電動機軸へのピニオン嵌脱法の実施例に倣ったモノであるが、その国鉄への導入のパイオニアは円筒コロ軸受化推進のリーダー、赤岡 純その人であった。しかし、1954 年になされた彼の最初の上申は容れられなかったという。前掲 鉄道技術研究所『五十年史』553 頁、参照。誘導加熱については「車輜用軸受の諸問題(2)」、『車輜用ころがり軸受』274 頁、第 10・32 図、赤岡前掲書、76~77、111 頁参照。

された。更に円錐コロ軸受以上に扱い難い点として、それが内部検査の困難な非分解式とならざるを得ないという問題が在った。

こうした点が嫌われ、不二越(NACHI)が得意とした自動調心コロ軸受は国鉄ではほとんど採用されず、既に述べたとおり、同社も 1950 年より国鉄向けは円筒コロ軸受に製造の重点を移した。しかし、既に確認されているように、小田急はじめ私鉄や帝都高速度交通営団(モハ 500、モハ 1900)においてはスリーブ付き自動調心コロ軸受の採用例が目立つ。

これらの中では近畿車輛製シュリーレン台車に軸箱当り 1 個の NSK 自動調心コロ軸受を装備した小田急 SE 車のように鉄道車輛技術史上、特筆されるべき車輛も見受けられなくもないが、これを含め、私鉄電車における採用例は総じて原点における輸入技術依存体質の残照といった程度にとどまっている。

逆に、国産化に当り、困難を極めるルートをメインルートから外してしまい、円筒コロ軸受というアクセスし易い技術への近似的単一民族化に踏み切った点にこそ、戦後日本における輸入代替的技術育成戦略の優位性が発揮されたとも言えよう。

輸入代替戦略と言え、アメリカ製グリースについての後日譚を避けては通れまい。車軸ころがり軸受用グリースの輸入代替は戦後、比較的早い時期には実現したように思われる。と言うより、実態として高価な輸入品を買う贅沢そのものが何時までも許されはしなかったであろう。

しかし、その後も車輛技術の進歩を契機として輸入グリースの使用は再開された。車軸より回転数の高い主電動機用ころがり軸受に用いられたスタンダード・ヴァキューム・オイル製 B.R.B.No.1 グリース(Na・Ca 混合石鹼基グリース)の導入がそれである。即ち、国鉄では 1957 年の 101 系通勤電車出現以来、回転数の高い主電動機軸受にはこの B.R.B.No.1 グリースが充填されるようになっていた。

そもそも、グリースに用いられる石鹼基としては古来存在するソーダ(Na)石鹼基、カルシウム(Ca)石鹼基に加え、ソーダ・カルシウム混合石鹼基、リチウム(Li)石鹼基等が用いられた。第 1 例は耐水性に、第 2 例は耐熱性に劣ったが、第 3 例や先次大戦中、アメリカで開発された Li 石鹼基グリースにおいてはこうした欠点が払拭され、万能グリースとして戦後普及した。

国鉄は 1962 年度より 101 系電車の登場以来、 $d \cdot n$ 値の大きい回転機軸受に用いられて来た BRB No.1、輸入ソーダ・カルシウム混合石鹼基グリースを代替すべき国産 Li 石鹼基グリースの寿命、耐久性試験を鉄道技術研究所に委ね、1966 年々頭には車輛用回転機ならびに自動車用のころがり軸受において試用される銘柄を以下の 4 つと制定した³⁴⁵。

- A : 日本石油 マルチノック No.2
- B : 丸善石油 リマックス - 2T
- C : アジア石油 アジアベアリンググリース HS

³⁴⁵ 日本国有鉄道運転局『検修指導書』1968 年、245~246 頁、参照。

D：昭和石油 サンライトグリース EMS-2

以上の内、混和安定度(硬さの回復力)の点で優れていたのはアジアとサンライト、ASTM グリース寿命試験機による 500 時間回転試験による試験成績ではマルチノックが動的酸化安定性、漏洩性共に最も優れ、リマックスは漏洩性大で、サンライトは化学的劣化大、動的酸化安定性やや不良、と判定された³⁴⁶。

EF58 型および EF60 型電気機関車各 4 両を用いて実施された主電動機軸受現車試験においては、各グリースとも 20 万 km までは無更油使用可能であることが確認された(表 9-5)。

表 9-5 グリース現車試験の概念的総括

測定項目	機関車形式の比較 (EF58 型と EF60 型)	走行キロ増加の影響
酸化	EF60 の方が大	D は増加。他は不明
稠度の変化	EF60 の方が大	10 万 km で軟化、20 万 km では一般に硬化。C は変化小
鉄含有量	EF58 の方が大	漸増、整流子側と歯車側との差は無い
銅含有量	差が無い	明らかに増加。歯車側が最大

日本国有鉄道運転局『研修指導書』314 頁、表 2 より。

酸化、稠度^{チョウ}の変化の点で EF60 が大であるのは運行平均速度から与えられる主電動機平均回転速度、走行距離当り主電動機総回転数ともに新鋭機、EF60 の方が高く、グリースの物理的、熱的、化学的劣化を招き易いことが原因とみなされた。他方、鉄含有量の点で EF58 の数値が高くなっているのは、軸受が 1951～'56 年製(4 社)で、EF60 における 1963～'64 年製のそれ(NSK)と比べ、材料的に劣っていることに起因する現象とみなされた。

このように車輛設計の進歩は代表的補助材料たる潤滑剤の進歩を促し、両者相俟った格好での輸入代替という途が拓かれて行った。ところが軸受は文字通り両者の狭間に立ち、まさしく骨身を削りながらその任を全うした。

とは言え、B.R.B.No.1 グリースの輸入代替に限定すれば、それは一挙には実現しなかった。1958 年登場の特急“こだま”用 151 系電車の主電動機、電機子軸受(円筒コロ軸受および玉軸受)には相変わらず B.R.B.No.1 グリースが使用されていたし、'60 年代中は電気機関車、更には新幹線電車の主電動機軸受にもその暫定使用が続いた。要するに、この国の当事者たちは輸入代替に際し、何ごとにつけ無理はしなかった。その功を焦らぬスタンスが

³⁴⁶ 内径 30mm の玉軸受、3500rpm.、125℃、20 時間運転、4 時間休止のサイクル。日本国有鉄道運転局『研修指導書』313 頁、参照。

結果的に奏功したワケである³⁴⁷。

³⁴⁷ B.R.B.No.1 グリース他については『車両用ころがり軸受』174、198 頁(第 7・22 表)、赤岡前掲書 147 頁、日本国有鉄道運転局前掲『検修指導書』246 頁、その後、改良が加えられたグリース全般については日本精工『軸受 CAT. No. 140c』A110~111 頁、参照。

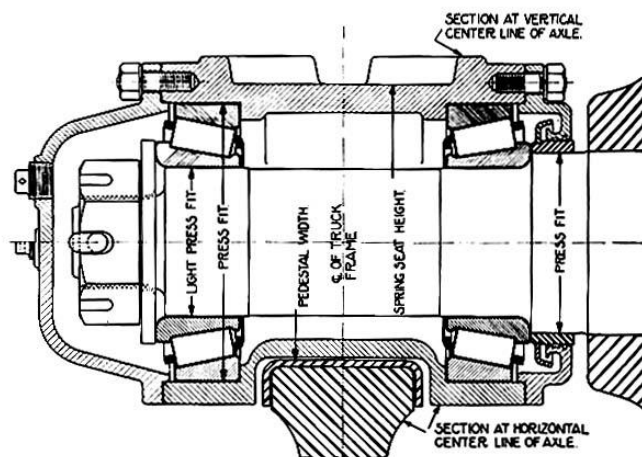
X. 現代 —— 円錐コロ軸受の車軸軸受としての復活

(1) AAR 円すいころ軸受の開発と進化、導入

しかしこの間、今日における鉄道車輛車軸軸受のあり方を予兆させるような新技術が誕生し、わが国にも導入された。それは Tracy V., Buckwalter の思いをヨリ高度な製品の形で具体化させたもの＝ AAR : アメリカ鉄道協会の標準軸受……モダンな円錐コロ軸受であった。

即ち、Timken は既に 1930 年代よりやや細長い円錐コロを用い、平軸受用軸箱にそのまま収まる単列軸受の背面組合せセット(図 10-1)と“1111”にも用いられた“Quad”鉄道軸受(図 10-2)とを併売していた。しかし、結局、勝ち残ったのは前者の発展形(図 10-3)であった。

図 10-1 Timken における初期の平軸受代替用円錐コロ軸受の応用設計例



ARA Car Builders' Cyclopedia of American Practice Thirteenth Edition — 1931. p.852, Fig.2472

図 10-2 Timken の平軸受代替用“Quad”円錐コロ軸受

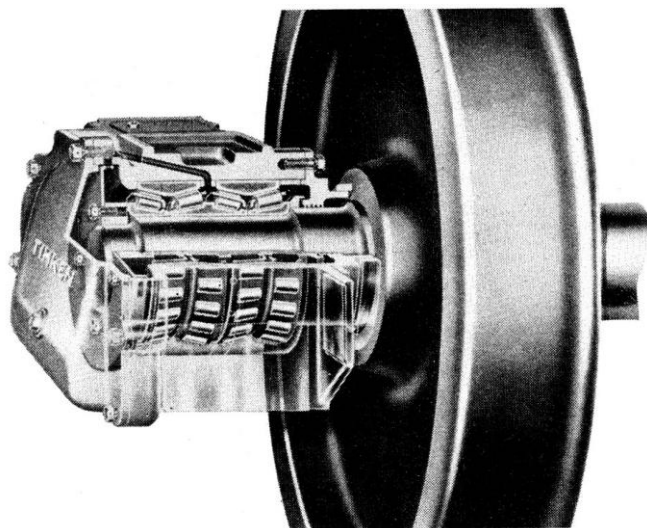
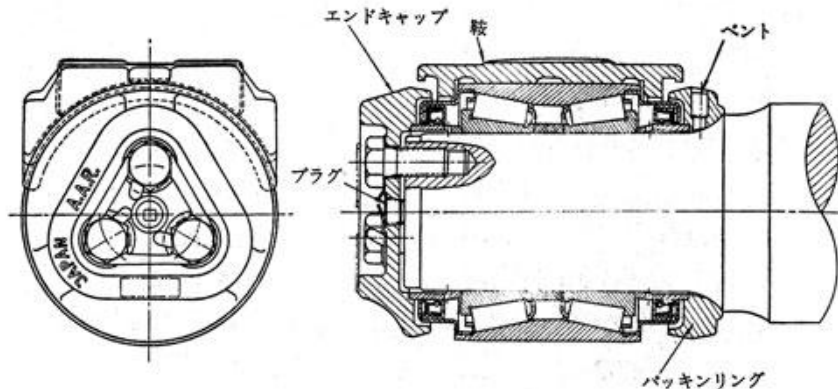


図 10-3 AAR 標準円錐コロ軸受



赤岡 純 編著『シール技術』178 頁、図 2.6。

『車両用ころがり軸受』79 頁、第 3・85 図(断面図))は「鞍」が描かれていないものの、これとほぼ同じで、明らかにアメリカの資料の複写である。

この AAR 標準円錐コロ軸受について、実践的研究者、松本美韶^{よしつぐ}は次のような興味深い解説を残している。

図 2.6【本稿図 10-3】は複列円すいころ軸受の複列外輪を巧みに利用してオイルシールを取付けるようにし、分離形である円すいころ軸受を非分離の形としてコンパクトに設計された鉄道車両用の軸受である。1960 年頃から実用されはじめ、日本でも 1965 年頃から実用され、主に貨車用として、また一部の電車に使用されている。

この軸受には、ばね入外周金属製、塵よけ付きのオイルシールが用いられ、オイルシール保持環を包むようにして設けられた軸頭に接したエンドキャップおよびパッキンリング軸とともに回転し、フリンジヤの働きとラビリンスの両用の役目をはたしている。

グリースはエンドキャップにあるプラグを取外して 3 年ごとにグリースガンで補給することになっている。補給されたグリースは軸端から軸の外径とシール座内径とのすきまを通過してシール座に設けられた穴から軸受内に入るようになっている。アメリカではオイルシールは 9 年ごとに取りかえるように指示されている。なた温度上昇その他のほかの原因で軸受内の圧力が異常に高くなった場合にはパッキンリングに設けられたベントが開いて、自動的に圧力が調整できるようになっている。

円すいころ軸受を用いているために軸受の回転につれてグリースは内輪の大つば側

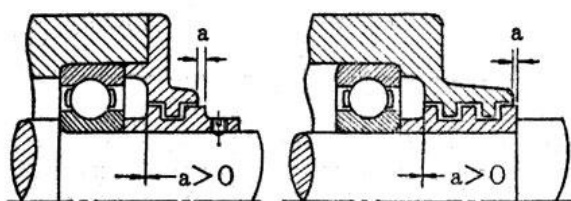
に移動する傾向を持ち、シール座にグリースがたまるようになる。したがってシールの接触部の潤滑は満足に行なわれ、またオイルシールのリップの先端でグリース漏れを防止している。

一方外部から侵入する大きな異物【に対して】は回転するエンドキャップおよびパッキンリングによって軸受部を【は】保護される。エンドキャップ、パッキンリングとオイルシール保持用金具との間ではラビリンスを構成させ、またエンドキャップの右端面とパッキンリングの左端面とがフリンジヤの役目をし、さらにオイルシールに塵よけを設けて、二重にも三重にも細かい塵埃の侵入を防止している。

この設計はシール機構としてはあくまでも接触シールであるオイルシールが主体で、特に非接触シールを設けてあるわけではないが、オイルシール保持用金具とエンドキャップ、パッキンリングとを巧みに組合せて非接触シールと同じ役目を持たせた代表的なうまい設計である³⁴⁸。

引用中、“ラビリンス(labyrinth)” および “フリンジヤ(flinger 【slinger に同じ】)” とは図 10-4 に示されるようなもので、前者は直訳の通り、異物の侵入を阻止する“迷路”であり、後者の内、“a”と表示されている部分は右側から侵入しようとする異物、流体を遠心力で飛散させるそれであり、“a>0”と表示されている部分は玉軸受側のグリースが軸表面を伝って右側に漏出しようとするのを同じく遠心力で飛散させ、軸受箱内に留まらせるそれである。

図 10-4 ラビリンスおよびフリンジヤ



a の段差部分で遠心力による異物の跳ね飛ばし作用が演じられる。

赤岡 純 編著『シール技術』176 頁、図 2.2。

ラビリンスもフリンジヤも非接触シールと呼ばれる密封装置であるが、前者は内外に圧力差が存在し、流体が隙間を通過しようとする際、抵抗損失および熱力学的損失によって流動損失を発生させ、通過量を制限する仕掛けで、後者は遠心力によって流体の運動方向を変える仕掛けであるから、停止中は効果がなく、また圧力差による漏洩・侵入に対する抵

³⁴⁸ 赤岡 純 編著『シール技術』177~179 頁より。【 】内および下線、引用者捕。

抗力も乏しい。従って、フリンジャは他のシールとの併用の形で用いられることになる³⁴⁹。

この AAR 標準円錐コロ軸受こそはかの Tracy V., Buckwalter の夢が半世紀後、漸く具象化したモノであった。その直接的端緒は Timken が 1954 年に貨車用平軸受代替部品として開発した車輛用円錐コロ軸受にあり、「俗にティムケンタイプと称せられ、軸受の断面高さが小さく軸受幅が広く、転動体の円すいころは比較的長い」(綿林 273 頁)インチ系円錐コロ軸受の形質を色濃く現す作品であった。グリース封入の密封型であるから、この AAR 標準円錐コロ軸受の輪軸への組付は圧入によることとなる。この薄い内輪を圧入し、軸に対する十分な緊締力を確保するためには Timken ならずとも浸炭軸受用鋼の使用は必須となった。また、ここでの経験が先に見た通り、新幹線電車用車軸軸受の材料転換に役立てられたワケである。

AAR : アメリカ鉄道協会はこの優れた軸受を貨車用標準軸受として認証、かくてわが国で言うところの RCT 軸受(Rotating End Cap Type Tapered Roller Bearing)の一つが誕生した。1965 年、住友金属工業製鋼所は和歌山製鉄所向け 50t 鋼板運搬車にこの AAR 貨車用標準軸受を装備したのを手始めに、輸出貨車に AAR 標準軸箱を大量採用することによって大幅なコストダウンを果たし、輸出競争力を高める手法を常套化させた³⁵⁰。

松本美韶^{よしづ}は「密封型」軸受一般について大略、グリース封入軸受は一般に使い捨てを旨とするものであるが、軸受メーカーはグリースの品質・清浄度について細心の注意の下に組立てているので、(限界 $d \cdot n$ 値/運転 $d \cdot n$ 値) $\times 1000$ 時間で表されるグリース寿命の約 3 倍の寿命があるものと考えられている。しかし、軸受内径の大きいグリース封入軸受は寿命が短くなるので余り推奨できない、JIS で内径 140mm 程度まで規定してはいるが、20~30mm から高だか 50mm 程度が使いごろである、などと評している³⁵¹。

然るに、この大直径軸受たる鉄道車輛用車軸軸受の密封軸受化について松本は、

さらに最近では図 2.6【本稿図 10-3】に示すような分離形の円すいころ軸受や円筒ころ軸受を複列にし、非分離形とした鉄道車両用軸受が開発され、単列の分離形である円すいころ軸受あるいは円筒ころ軸受に対しても密封軸受とするような試みがなされている³⁵²、

として肯定的に評価し、かつ、これを可能にした技術的要因——生産工程における微粒子^{ダスト}管理——について、非常に啓蒙的な回想と解説を与えている。その内容を以下に紹介しておこう。曰く、

筆者はころがり軸受と関わりをもつようになって 40 年になる。この間、設計や取扱いについて様々な経験を持った。その中で軸受の保守において最も基本となるのがゴミ(コンタミネーション)の問題であることを痛感した。いくら適正な潤滑油を選定し、

³⁴⁹ 赤岡 純 編著『シール技術』10~14 頁、参照。

³⁵⁰ 松宮他「住友台車の歩んできた道(第2報)」付表 1、より。

³⁵¹ 松本「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」、参照。

³⁵² 赤岡 純 編著『シール技術』187 頁。

はめあいを正しく行っても、コンタミネーションの侵入を許してはたちどころにカジリ、焼損を招く。コンタミネーションに対する正しい理解とコントロール法が確立されていなければ、どのような保守体制も充分その効果を発揮することはできない。事実、単なる不注意としか思えない理由で潤滑系統にゴミを侵入させ、みすみす軸受をだめにし、生産低下などの経済損失をこうむった例を筆者は何度も見聞きしてきた³⁵³。

清浄度管理について全く知識のなかった昭和 15～16 年頃は、水雷発射時に方向を定めるのに用いるジャイロ用の軸受は、100 個製作して合格したのは 4～5 個以下であった。

当時はその程度の合格率が常識で、検査官は内径 4mm 程度のジャイロ用軸受の外輪を片手の指で支え、他方の手にシャープペンシルを持って内径側に当てがって回転させ、円滑に回れば合格、“カリッ”と引っかかれば不良、というような判定方法をしていた。

このように合格率が悪かったため、ジャイロ軸受の値段は、目方から言えば金に近かったか同じくらいであったか、のように記憶している。

その後、歩どまり(yield)を向上させるためには、組立工場をキレイにしておかねばならないという意見が出て、木の板で床張りをし、スリッパに履きかえて作業を行うようにしてからは、合格率はいくらか向上した。

しかし冷房装置を設置することが常識になってはいなかったもので、夏になると窓を明け放して作業は行っていた。このような状態では、風が吹けば砂塵が舞い込んでくるのは当然であった³⁵⁴。

もっとも、歩留まりという点においては往時のアメリカも五十歩百歩であったようである。しかし、決定的な相違はその克服過程にあった。即ち、

微粒子を管理することの必要性を米国の例をとっていうと、朝鮮戦争のときに 16 万個の電子装置を使ったが、その補修のために 100 万個以上の交換部品が必要であった。特にレーダーなどは 70～84%が故障を起こし、その維持費は設備費の 10 倍以上にも達したが、微粒子を管理したクリーンルームでこれらの装置を組立てるようになってからは 92～95%が無故障になったといわれている。

原子力を開発するにあたって放射能を帯びた微粒子をいかにして除去し、人体に害をおよぼさないようにするかということが非常に重要な問題であった。このような要求によって開発されたのが高性能エアフィルタ(HEPA—high efficiency particulate

³⁵³ 松本「特集 転がり軸受の早期破損とその対策」、より。

³⁵⁴ 松本美韶「一步先を行く潤滑管理のためのコンタミネーションコントロール(連載2)」『メインテナンス』No.31 1982 年 12 月、所収。なお、誤解無きよう付言すれば、シャープペンシル云々の試験に似た官能検査法は今日においても中小形ころがり軸受の微小欠陥を発見するための“回転の調子”検査として継承されている。人間の触覚は極めて鋭い。

air filter)であった。このフィルタは $0.3\mu\text{m}$ 以上の微粒子を 99.97%以上ろ過できる性能を持っている。

その後宇宙開発が進むにつれて宇宙用の諸機器は徹底的に小形軽量化し、しかも高性能で信頼性の高いことが要求されるようになってきた。もともと1個の部品でも故障すれば宇宙船の運命を左右することにもなるので、このような過酷な要求を出されたのも当然であろう。

このような背景のもとにアメリカでは 1960 年代に微粒子による汚染の程度を数値的に表示し、適正な水準に汚染を組織的、計画的に管理する技術が非常な速度で発展した。

汚染管理の技術は、対象とする製品に対してどの程度の耐久性や信頼性が要求されているのか、このような要求に対してどこの工程でどの程度の清浄さの水準を維持しなければならないかを決定する必要がある。清浄であればあるほどよいにはきまっているが、要求に対して必要以上に清浄にすることはいたずらに費用ばかりかけることになるので、適正な程度に清浄さを決定しなければならない。

対象とする部品・製品に対し、清浄さをどの程度の水準に保てば適正であるかということは企業にとって最も重要な、また他社の状況について知りたいところであるが、従来の経験と試行錯誤によってえられる貴重な財産であり、重要なノウハウに属するものであるから、汚染管理の技術は従来から社外秘として扱われており、深く潜行していたものと考えられる³⁵⁵。

松本が語るこのような意味において、復興期日本の“カーボンペアリング”がそうであったように、ころがり軸受はそれが開発される国の工業力のスペクトルをありのままに体现する製品アイテムであり得る。

グリースによるころがり軸受潤滑の特性についての松本の記述は先にも引いておいた通りであるが、潤滑剤としてのグリースの性能と共に、加工工程から組立工程にいたる全生産工程のクリーン化は高級ころがり軸受の密封化にとって絶対不可欠の条件であった。

一方、密封軸受のメンテナンスに関して使用者側を代表する技術者であった赤岡純は、中・大形の軸受で(ユニット用玉軸受の内径 100mm 以上のものとか、貨車の車軸用ころ軸受など)、検査を行って再使用する方がコスト的に有利なものは、シールを取外して洗浄し、通常の軸受と同様な検査を行い、次回オーバーホールまで安全に使用できると判定されたものは、グリースを充てんしシールを取付けて再使用する。したがってこの場合は、密封軸受でない場合と全く同じである。

……再使用するときは次の点に特に注意を要する。……高度の洗浄設備と特別の防塵室を持ったところでなければ、分解・洗浄・組立を行ってはならない。

³⁵⁵ 赤岡 純 編著『シール技術』378~379 頁より。なお、空気の清浄度に関するアメリカの連邦規格については綿林『転がり軸受マニュアル』206 頁、表 5.1.1、参照。

日本精工は'64 年、輸出用にこの密封軸受の製造認証を獲得した。これをメトリックに改め、国鉄で'65 年に採用され、翌年、制式化に至ったのが JT 系列 3 軸受である³⁵⁷。

[illegible]

図 10-5 に示されるように、その嚙矢たる JT9 は外輪一体で内輪を調整間座で位置決めする方式の、スリーブを持たない直接圧入型密封式円錐コロ軸受(内径 110mm)であった。これに続き、ホキ 2500 型貨車にもほぼ、同一構造の JT10 型軸受(同 120mm)、JT11 型軸受(同 130mm)が採用された。軸箱が無く、車軸端にボルト 3 本で留められた回転する前蓋は以後、馴染みのアイテムとなった。

TR209 台車は先に述べた低速貨車用台車として一時代を築いた TR41 台車の派生型式として誕生した。Bettendorf 台車(米)の流れを組む TR41 台車のわが国における淵源は D52 型貨物用蒸気機関車の炭水車台車にあり、外観的には菱枠台車の側枠を鋳鋼化した型式と

³⁵⁷ 『日本精工五十年史』344~345頁、『日本精工六十年史』245~246頁、『近代客貨車の構造と理論』66~69頁、浅野前掲論文、参照。

見て良い(参考として図 10-6 を掲げておく)³⁵⁸。

図 10-6 鋳鋼製ボギー側枠



日立金属工業(株)『日立鋳鋼品』発行年不詳、より。

但し、TR41 には菱枠台車にある下揺れ枕は無く、枕バネは台車側枠に直接鎮座せしめられている。軸箱は側枠に直付けされ、左右の側枠は TR63 と同様、輪軸によってのみ連結されている。左右側枠が軸受ガタないし角隙間ゆえに互いに前後動し得、その相対変位量の上限が上揺れ枕と側枠との嵌合部の遊間によって規制される点も TR63 同様である。

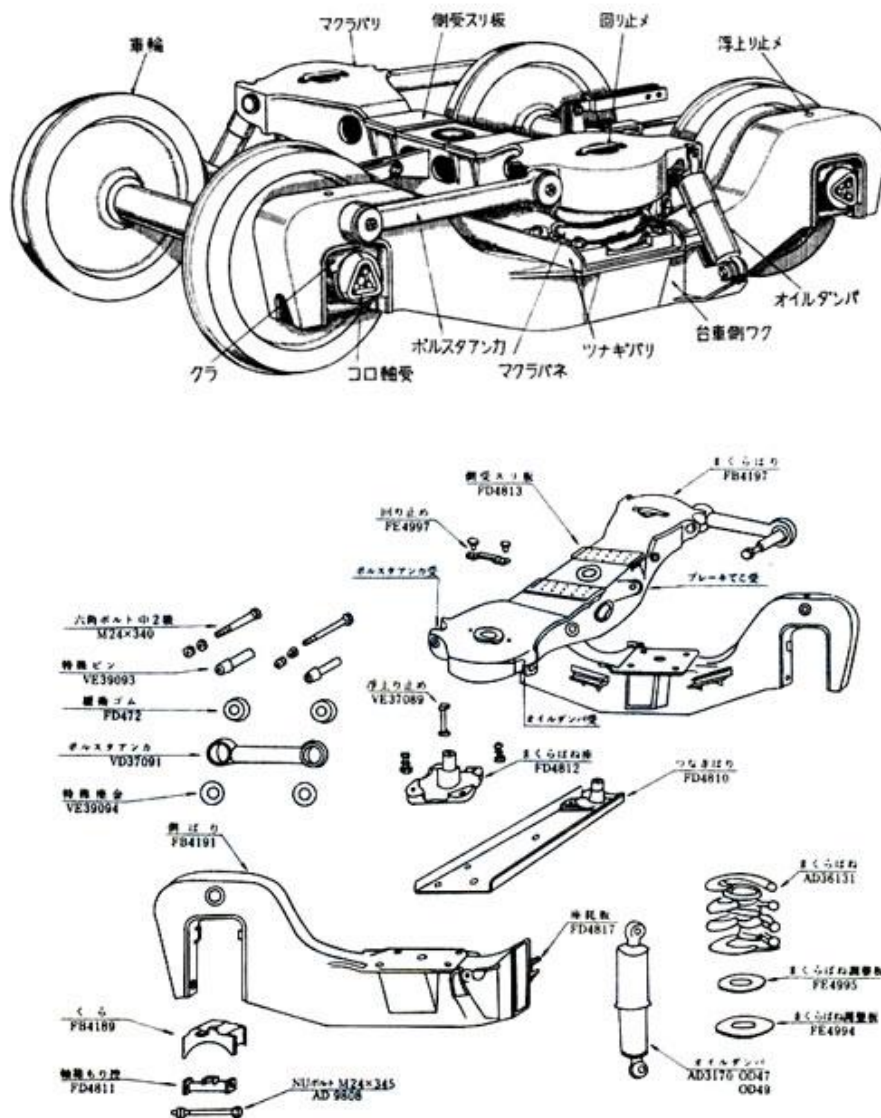
この構造のメリットは曲線通過抵抗ならびにタイヤフランジ摩耗の減少、バネ下重量の削減にあったが、明らかにそれは台車蛇行動を助長するデメリットを有している。1967 年には大径心皿と左右側枠を連結するつなぎ梁を持つ TR213 台車が開発されてはいるが、所詮、このタイプの鋳鋼菱枠台車は貨物用機関車や低速貨車のみに適応可能な型式である。

このため、国鉄は高速貨車用として 1965 年に大径心皿、つなぎ梁、“弓型”側枠およびボルスタアンカを有し、平軸受を装備した TR95(鋳鋼側枠)、TR95A(鋼板プレス溶接組立側枠)型インダイレクトマウント台車を試作した。結果的には後者が生き残り、1966 年には TR207 として量産が始まり、更に翌年からは軸受を JT10 型密封円錐コロ軸受に改めた TR211 台車の量産が開始された。1968 年には TR211 を側受支持に改め、蛇行動抑制能力を高めた TR216 の、1971 年には軸受を JT11 系 RCT 軸受に強化した TR223 系台車(図 10-7)の量産が始まっている。

図 10-7 TR223 型台車

³⁵⁸ 枕バネに合せ板バネを用いる最も旧式の、TR41 の直接のルーツと思しき Bettendorfer 台車については大谷前米国を中心とした欧米の客貨車要話』49 頁、第二十六図、参照。

TR40 の改良版、TR41A については大久保前掲『改訂増補 最新 客貨車名称図解』218~221 頁、参照。



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』202 頁、第 1・314 図。

同じく、先にツバ付円筒コロ軸受の導入例として触れた TR63 系台車の派生型式として 1968 年に登場した TR215 台車や 1970 年登場の TR222 台車に採用されたのも JT11 および JT10 型 RCT 軸受であった。そして、このような RCT 軸受化の進展を通じて 1977 年以降、国鉄における平軸受装備貨車の新規発注は絶えることとなる。

(2) 密封型円筒コロ軸受の普及による揺り戻し

しかしながら、そのシーズ、その血が全く外生的であったことも手伝ってか、国鉄貨車における RCT 軸受の採用、むしろそれへの一元化傾向は決してわが国の鉄道車両用軸受界全般における円錐コロ軸受陣営の反攻を意味するまでには至り得なかった。

国鉄における同種の新世代円錐コロ軸受の採用は、この時点においては、貨車のみの例

外的事象に終わった。それ以外の車輌における円錐コロ軸受の車軸軸受として採用は制式車輌に属さない構内車輌、保線車輌等、狭い範囲に限定された。理由は勿論、戦後の国鉄制式車輌においては上記の過程を通じ、主として円筒コロ軸受が用いられるようになって行ったからである。

ところが、あたかもこの当時、玉軸受と円筒コロ軸受とを組合わせた国鉄の 55 年体制的標準車軸軸受においては在来線列車の高速化に伴う車体左右振動増大により、軸箱への浸水によるグリースの乳化・飛散を誘因とする軸受焼付き→車軸折損(例えば 1971 年 5 月 12 日、根室本線帯広駅構内、キハ 56 106 脱線)、玉軸受へのスラスト負荷増大→保持器リベットの折損と軸受焼付き→車軸折損(例えば 1972 年 7 月 15 日、山陽本線竜野駅構内、サシ 581 11 脱線、1975 年 1 月 25 日、鹿児島本線薩摩高城駅構内、オロネ 10 21 脱線)といった事故が発生するようになって来ており、とりわけ 581、583 系電車や特急・急行用客車においては車軸軸受焼損ならびにそれを引金とする車軸折損が頻発していた。

このため、検査時における塵除ならびにグリース止の新品との交換、車軸軸受専用品開発までの回転機用リチウムグリースの暫定使用が定められる一方、在来線車輌においても保持器の強化ならびに新幹線用軸受同様の“もみ抜き”保持器付き玉軸受導入が図られた(581・583 系：JB1→JB1C→JB1D[プレス保持器]→JB1E[もみぬき保持器]、客車：JB8[プレス保持器]の強化→JB8A[もみぬき保持器])。もっとも、後者に付帯する重量増加は高速回転時における瞬間接触の摩擦力を増加させ、スミアリングの危険度を昂進させる。これを回避するため、国鉄では玉軸受に 110kg のスラストを印加し、常時、これを回転させる方案に転じ、一応、玉軸受に関しては一応、事なきを得た³⁵⁹。

しかし、当時、車軸用円筒コロ軸受そのものにおいては累積使用期間の長短を問わず、スミアリングをはじめ、かなり高い故障発生率を見ていた(表 10-1)。

表 10-1 円筒コロ軸受の取替え状況

累積走行距離		100 万 km 以下	100~200 万 km	300 万 km 以上	計
軸受製造年		1972 年以降	'67~71 年	'60~66 年	
検査数(個)		3688	3214	2973	9875
取替え数(個)		183	162	129	474
取 替 え 原	スミアリング	124	116	85	325
	なし地・変色	30	31	14	75
	保持器リベット弛み	10	7	13	30
	フレーキング	13	1	6	20

³⁵⁹ この辺りの記述は国鉄車両設計事務所技師(執筆当時)、鶴賀仁史の「鉄道車両におけるトライボロジ」(『日本機械学会誌』第 81 巻 第 719 号、1978 年 10 月)、高速車両用輪軸研究委員会前掲『鉄道輪軸』第 12 章 4 節、旧国鉄の主要な通達、No.3、No.5、No.9、No.10(287~288、291~292、299、300~305 頁)による。

因	保持器の摩耗	1	3	4	8
	ピッチング	2	1	1	4
	その他	3	3	6	12
取替え率 %		5.0	5.0	4.3	4.8

国鉄吹田工場における 1977 年度、定期検査時(周期 40 万 km)の取替え実績。

車輛は通勤、近郊、急行、特急電車。

最高速度は 100km/h、110km/h、120km/h。

鶴賀仁史「鉄道車両におけるトライボロジ」(『日本機械学会誌』第 81 巻 第 719 号)、表 1。

国鉄の 55 年体制的標準車軸軸受はその冗長な構造にも拘らず、磐石の安定感の発揮とは遠く隔たる存在でしかなかった。それにやや先行して 2 軸貨車用に開発されたシンプルかつ巧妙な 2 段リンク・バネツリ装置にしても、関節部の摩耗により 2 次蛇行動共振速度の低下を来しており、国鉄は車輪踏面形状の変更(N 踏面採用：'68 年)から脱線防止レールの敷設に至るまで、様々な補強策によって漸く '70 年代前半に至り、競合脱線の根絶に漕ぎ着けるテイタラクであった。

同様に、虚弱な標準型車軸軸受に関しても何らかの措置が講じられねばならなかった。この当時、国鉄が手を染めた試みに新系列機関を搭載した新系列気動車の開発がある。即ち、1966 年に試作されたキハ 90(DT35/TR205・TR205A)は 1 軸駆動方式の、キハ 91(DT36・DT36A/TR205・TR205A)は 2 軸駆動方式の足回りを有する意欲作であった。

然しながら、それは主観の問題であり、客観的には決定的な失敗作であった。新系列機関は本体、冷却システム共に基本的欠陥を抱え、定格出力切下げによって辛うじて延命されて行くこととなる³⁶⁰。

他方、新開発の DT36 系空気バネ・ダイレクトマウント台車には軸受として 120 複列円筒コロ軸受 JC12、後には JC12A が単体で採用されている。これは上述の高速貨車に用いられた手法と同一であった。

内径 120mm の円筒コロ軸受は JC12、12A と同一寸法の、電車で標準的に用いられた JC11 と共に、国鉄が '60 年代に主力と恃んだ軸受である。もっとも、通勤電車、181 系“こだま”型特急電車、その交直流版として 1964 年に誕生した 481 系(同じく '65 年の 483 系、'68 年の 485 系、'71 年の 489 系)、1967 年の 581 系、583 系交直流特急電車といった車輛における JC11 の遣い方は単体ではなく、120 複式円筒コロ軸受と称し、スラスト用玉軸受との組合せ、即ち、かの 55 年体制の構成要素という格好で用いられていた。従って、キハ 65 に採用された設計は旅客車設計においては半歩前進と評価され得る³⁶¹。

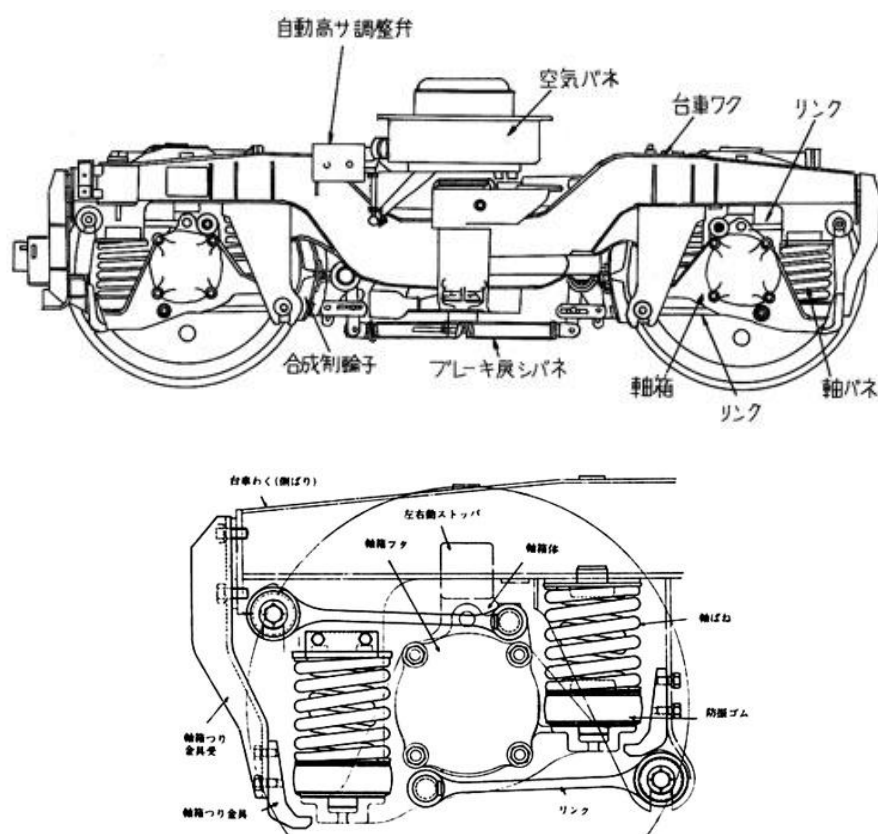
然しながら、この台車に新たに導入された軸箱支持機構の方は散々であった。これらの

³⁶⁰ 簡単には『鉄道車輛工業と自動車工業』184~185 頁、参照。

³⁶¹ 481、483、485、489 系ならびに 581、583 系の車軸軸受については村上 勉『図説・

新系列台車にはアルストムの2本の段違いリンクを長くしたような“延長型リンク”を用いた軸箱支持機構と“延長リンク”を通すために同じく段違いとしたウィングバネが採用された。確かに、“延長型リンク”は“ワットリンク”として見れば、アルストムより原型にヨリ忠実であり、パラレルモーション機構としては優れている。しかし、上下ストロークの極めて短い軸箱の支持機構としてその特性は無用であるばかりか、間延びしたリンク長が禍して軸箱の軸(左右)方向支持剛性が著しく低下した。このため、“延長型リンク”式軸箱支持機構を有する新系列台車は特急用車輈に履かせると 120km/h 辺りでの輪軸蛇行動が顕著となった(図 10-8~10-11)。

図 10-8 キハ 181 系特急気動車 1 次車に採用された DT36B 型台車



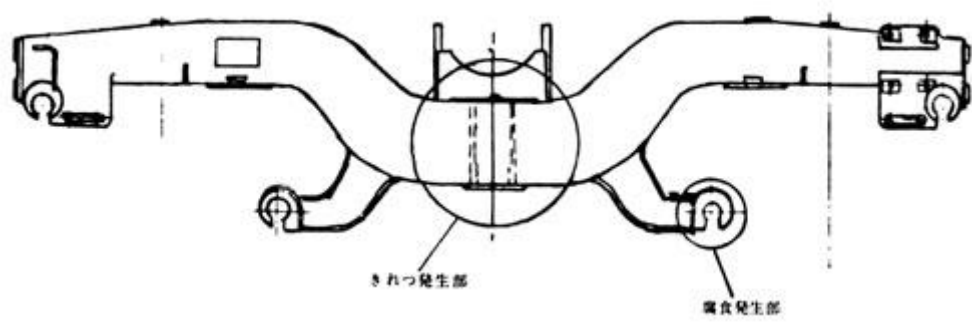
日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』168 頁、第 1・271 図、169 頁、第 1・272 図、より。

リンクの台車枠側取付け部、ピン回りにはラバーブッシュ 1 個とラバーワッシャ 2 枚が仕組まれ、ネジの締付により、弾性支持されていた。この点については 2 次車用 DT40 の例であるが、同書、530~540 頁、540 頁、第 413 図、参照。

『交直流特急電車』改訂第 3 版、鉄道科学社、1979 年、245、304~305 頁、参照。

試作 2 型式をベースとして拙速に開発され、1968 年から'72 年にかけて投入された特急用気動車キハ 181 系は機関、動力伝達系にトラブルを頻発させ、運用サイドを大いに悩ませたものだが、キハ 91 のそれをベースとする 1 次車の DT36B/TR205B・TR205C 台車、'68 年からの 2 次車に用いられた DT40/TR219B 台車に至っては使用年数の経過とともに側枠亀裂、腐食等の事故が多発したことを幸い、“延長型リンク”式軸箱支持機構を捨て、それぞれ DT36C/TR205D、DT40B/TR219D というウィングバネ・軸箱守方式の旧態然たる台車への全車履き替えという対策が講じられるに至っている(図 10-9)。

図 10-9 キハ 181、2 次車に採用された DT40 型台車の側枠における亀裂・腐食発生部位



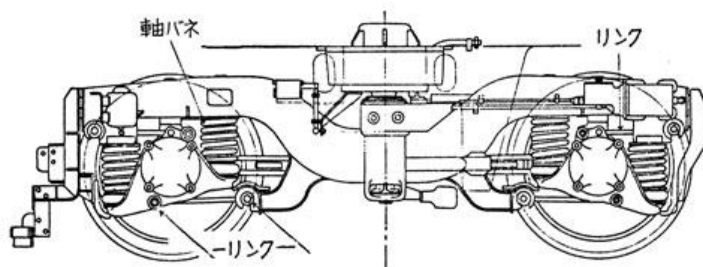
同上書、634 頁、第 1・107 図。

この“延長型リンク”式軸箱支持機構を有する新系列台車は 1971 年から製造されたキハ 65(DT39/TR218→DT39A/TR218A : 図 10-10)、'75 年から製造された九州用キハ 66、67(DT43/TR226 : 図 10-11)のごとき鈍行、あるいはせいぜい急行列車に用いられる程度の車輌に履かせた場合はまだしも、この“延長型リンク”は意味不明の選択と呼ばれるに足る設計の典型であったと言って良い³⁶²。

図 10-10 キハ 65 の DT39 型台車

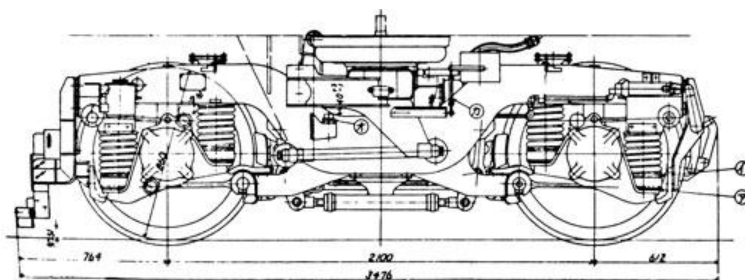
³⁶² 新系列気動車用延長型リンク式軸箱支持機構については日本国有鉄道工作局『車両检修技術 台車・輪軸編〔1〕』167~179、362、369~370、540~541、634 頁、参照。手塚『鉄道車両/台車のメカ』39 頁にも写真と簡単な解説がある。

この軸箱支持方式を有する新系列台車の欠陥については「石田啓介氏に聞く新系列気動車キハ 181 系のトラブルから学んだ車両開発の要」『鉄道ピクトリアル』No.806 2008 年、参照。



四国鉄道学園『キハ 65 形ディーゼル動車』改訂増補第 3 版、1973 年、278 頁、第 6-12 図より。

図 10-11 キハ 66・67 の DT43 型台車



日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』174 頁、第 1・280 図。

かかる失態を演ずる一方、国鉄は 1968 年、寒冷地(函館本線)向け 711 系交流近郊電車に円筒案内式軸箱支持を有する DT38 型空気バネ・インダイレクトマウント台車(図 10-12)と RCT ならぬ、密封円筒コロ軸受=RCC 軸受(図 10-13)を採用するという英断を下している³⁶³。

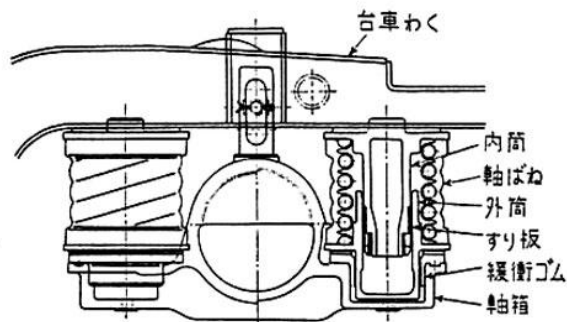
図 10-12 DT38 型台車における円筒案内方式

³⁶³ DT38(TR208)については日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』149～153 頁、参照。

このわが国初の量産型交流電車である 711 系電車は「サイリスタ【連続位相】制御を主体とする電気回路の無接点化と、徹底した耐寒耐雪設計」において画期的な車輛であった(川添前掲『交流電気車両要論』17～18、41 頁、参照)。

インダイレクトマウント台車とは台車発展における中間形態で、車体重量は心皿および側受→枕梁→枕バネ→台車枠→軸バネ→軸箱→軸受→輪軸の順に伝達される。牽引力は枕梁と台車枠とを両側で連結するボルスタアンカによって伝えられる。

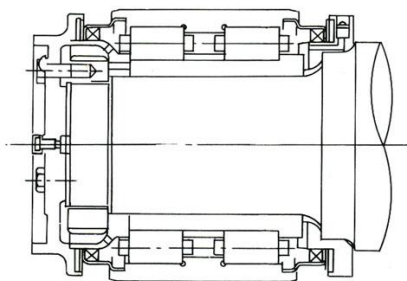
国鉄においては 1972 年投入の 183 系直流特急電車 0 番台ならび 481 系交直流特急電車の同年以降製造のグループに使用された DT32E、1974 年投入の 183 系 1000 番台耐雪型に用いられた DT32I 型空気バネ台車がこれを踏襲した型式であった。但し、これらは DT21 の空気バネ版である DT23、DT24 の発展型(揺れ枕吊廃止、側受廃止[大径心皿採用])であり、軸箱支持は旧態然たる機構に拠っていた。



案内円筒の構造と緩衝ゴム、および“エリゴバネ”に注目。

鶴賀仁史「鉄道車両におけるトライボロジ」図3、日本国有鉄道工作局『車両検修技術 台車・輪軸編〔1〕』
152 頁、第 1・241 図、367 頁、第 2・98 図もほぼ同じ。

図 10-13 RCC 密封円筒コロ軸受



NSK のカタログより。

この DT38 台車においては軸箱支持が遅れ馳せながら円筒案内に改められたことにより、従来の軸箱守方式に比して大きな、即ち蛇行動対策として有効な水平、とりわけ前後方向支持剛性が確保された上、外筒の軸箱穴への挿入部に嵌め込まれた緩衝ゴムによって車体左右動による衝撃が軽減されたため、スラスト方向に約 1mm の遊間を持つ密封円筒コロ軸受のツバのみによってスラストを負荷させる構造の採用が可能となった³⁶⁴。

また、この緩衝ゴムの作用に加え、耐寒仕様である 711 系の軸バネには素線間に雪が詰

³⁶⁴ この点は前掲、東武 200 系用 FS370A 型スイングハンガ台車が 1991 年、FS370 からの改造によって捻り出された際、SU ミンデン化と共に車軸軸受の RCC 化が図られた経緯を先取りするかのような選択であった。なお、この緩衝ゴム＝ゴム座について、大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』11 頁は「だ行動安定性の点から左右の支持剛性を前後支持剛性に比べて小さくするために、前後と左右のゴム座の形状を変えている」と述べている。

まって作動不具合に陥らぬよう、ゴムにスッポリ埋められた“ゴム被覆コイルバネ”(所謂、エリゴバネ)が採用されていた。このバネが軸箱を案内する内外筒の摺動部をシールする役割を演じたため、その摺動部に配された“すり板”(円筒状)の摩耗量は従来の軸箱守における“すり板”(板状)に比べ、著しく少なかった³⁶⁵。

ここに採用を見た RCC 軸受(Rotating End Cap Cylindrical Roller Bearing)なるものは RCT 軸受の普及と極圧性の高いグリースの実用化と軌を一にしてわが国において開発された、スラストを内輪ツバとツバ輪、中ツバ付き外輪によって受けるタイプの密封円筒コロ軸受である。

711 系電車に採用された RCC 密封コロ軸受は約 10 年、累計約 160 万 km 走行後、472 個中、内輪弛緩による取替え 4 個(0.8%)を生じたのみで、上に見た在来型の円筒コロ軸受に比して格段に高い信頼性を実証した。この高い信頼性は軸受内部が密封されているため、軸受内部への水分侵入が無く、グリースの劣化(有機酸化合物生成)速度も低いことに由来している³⁶⁶。

711 系を皮切りに、内径 120mm の 120 密封円筒コロ軸受=JC17A は 1977 年登場の 50 系一般型客車(TR230 型コイルバネ・スイングハンガ台車、1 本軸バネ、軸箱守)、同じく 1977 年から投入されたキハ 40 系酷寒地・寒地型ディーゼル動車にも採用された。

キハ 40 系試作車 16 両に「一般気動車用として今後の標準台車として設計」、採用された台車は DT32 系の空気バネ・インダイレクトマウントの DT44/TR227 であった。これはバネ下重量軽減のため、逆転機構を変速機に追い出し、減速機能だけを担う GB122 型軸減速機を搭載した、国鉄気動車用台車としては新世代に属する台車であった。但し、RCC 軸受を収容するその軸箱の支持は TR230 台車と同様の、旧態然たる軸箱守(1 本軸バネ方式の場合、上図に示されるように“鞍”ないし“アダプタ”と呼ばれる)・1 本軸バネ方式であった³⁶⁷。

DT44/TR227 と TR230 には同一の RCC 軸受 JC17A(120 密封円筒コロ軸受)とこれに対応する軸箱が用いられており、55 年体制からの決別に対する埋合せとして“鞍”の“耳”には緩衝ゴム(図 10-14 の(7))が取付けられ、軸箱支持に若干の弾性が付与せしめられていた。

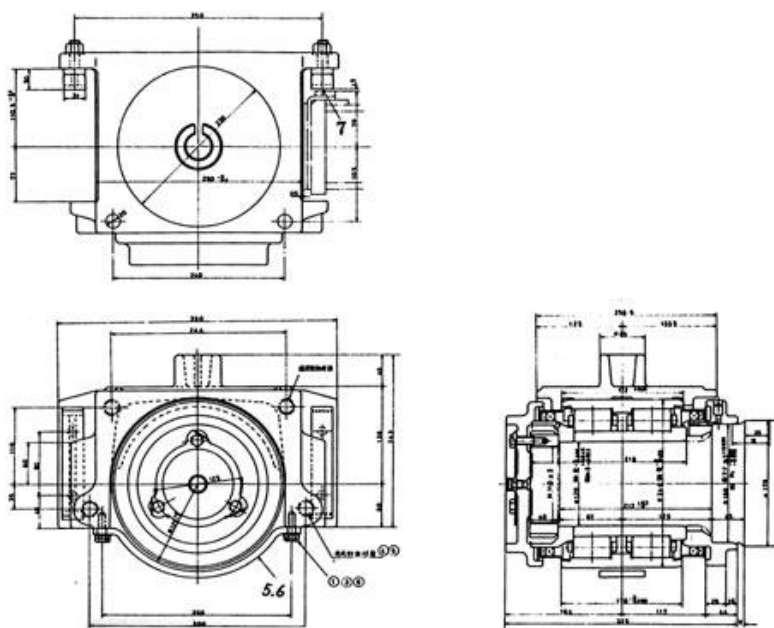
図 10-14 DT44 および TR230 型台車に採用された JC17A 型 RCC 軸受と緩衝ゴム(7)

³⁶⁵ 鶴賀によれば 1 万 km 当り“すり板”摩耗量は関西地区における 113 系近郊電車(最高速度 100km/h)の約 $10\mu\text{m}$ に対して 711 系(最高速度 95km/h)では約 $1\mu\text{m}$ に過ぎなかった。

³⁶⁶ 鶴賀によれば密封型円筒コロ軸受(累積走行距離約 70 万 km)と非密封型円筒コロ軸受(累積走行距離約 20 万 km)各 2 個から取り出したグリースを赤外線分光分析にかけて得られた有機酸生成物の含有率は、前者において 0.044%、0.070%であったが、後者においては 1.15%、2.1%(新品においては 0.03%)、水分に至っては前者のゼロに対して後者においては 3 および 4 %にも達していた。

³⁶⁷ キハ 40 と同じ年から配備が進められた暖地型ないし廉価版のキハ 47 に採用されたのは旧態然たる DT22D(TR51C)型スイングハンガ台車と 110 複式円筒コロ軸受、即ち、非・密封型 110mm 複列円筒コロ軸受+スラスト用玉軸受=55 年体制であった。関西鉄道学

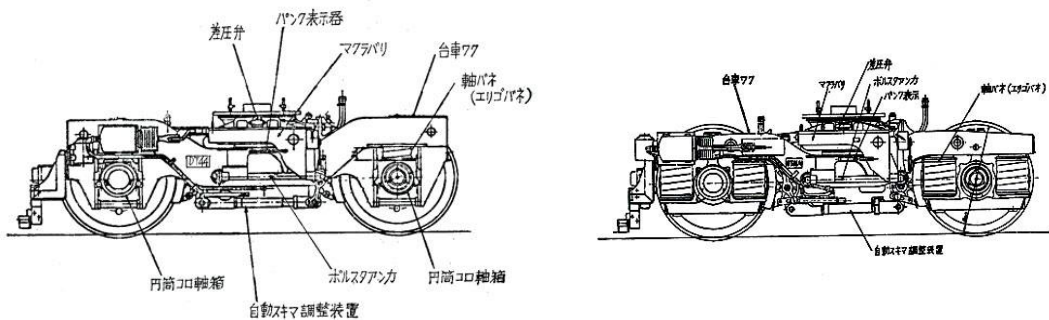
を配した“鞍”



日本国有鉄道車両設計事務所『キハ 40・47 形式ディーゼル動車説明書(1/3)』1975 年、95 頁、図 3-1-5 より。関西鉄道学園気動車研究会編『キハ 40・47』鉄道科学社、1978 年、204 頁、7-4 図も参照。

もっとも、幾ら左前の国鉄でもこんなケチ臭く中途半端な機構が標準化されて良い謂れはなかったモノと見え、キハ 40 量産車用に開発された改良型 DT44A/TR227A 型台車は軸 711 系用 DT38 台車のようなウィングバネ・乾式円筒案内方式の箱支持方式を有する空気バネ・インダイレクトマウント台車となった(図 10-15)。

図 10-15 DT44/TR227(左)から DT44A/TR227A(右)への変更



北海道鉄道学園『キハ 40 系ディーゼル動車』改訂増補第 4 版、交友社、1982 年、242 頁、6-25 図、243 頁、6-26 図、より。

園気動車研究会編『図説 キハ 40・47』鉄道科学社、1978年、208~210頁、参照。

この変更の理由は「制輪子交換を容易にするため」(『キハ 40 系ディーゼル動車』240 頁)であった、などと言われている。確かにインダイレクトマウントとしたため、台車側枠がひねくれた形状となっているから、変更の意図ならびに帰結の一つとしてこの点を挙げることは許されなくもなかろう。しかし、所詮、スラストの緩衝や減速時のビビリ振動防止など、円筒案内方式のメリットに目を瞑って旧弊な軸箱守方式を採用し、RCC 軸受との組合せを強行したこと自体に不合理のタネが在ったと目されるべきであろう。

名称からして TR230 の後継機種たる TR231 も同じであった。もっとも、こちらは客車用ではなく、1979 年登場の 103 系後継機、サイリスタ・チョップ制御^{おご}を奢られた 201 系通勤電車の付随車クハ 201、サハ 201 に用いられるべく開発された付随台車、つまり、DT46 型空気バネ・インダイレクトマウント動台車の相棒であった。この 201 系には車軸軸受として 711 系の台車には JC17 を軸方向に詰めた軽量化版＝JC26 が円筒案内方式と共に採用されている³⁶⁸。

円筒コロ軸受のかような勢力版図拡大について、大山・平沢は次のように述べている。

……つば付き円筒コロ軸受はアキシャル荷重を内外輪のつばで受けるため、初めはその負荷容量の点で高速域では問題が残ると考えられていたが、昭和 40 年代以降、それが多く採用されるようになった理由として、つばの角度やころ端面曲率など軸受設計の面で工夫がなされた j ことと、加工精度の向上が挙げられる。さらに、国鉄の貨車や私鉄の電車での長年にわたる経験も大きく寄与しているといえる(『鉄道車両用軸受の変遷』11 頁)。

その後、RCC 軸受は 1985 年、廉価な(一種の)抵抗制御に戻されて登場した 205 系通勤電車(DT50 型空気バネ・ボルスタレス台車、軸箱支持は円錐・ロールゴム)、同じ制御方式を有し、1989 年に投入された 211 系近郊電車(空気バネ・ボルスタレス台車、DT50B)へと勢力版図を更に拡大し、言うまでも無く、私鉄電車にも普及が進んでいた³⁶⁹。

国鉄電車におけるボルスタレス台車の採用は私鉄の後塵を拝し、1983 年に 113 系近郊電車を用いて開始された試験を嚆矢とするが、この時の TR911 型台車には牽引・軸箱支持装置として牽引梁と積層ゴムが用いられ、車軸軸受には内輪軸端側にツバ輪を持たない(一方向のスラストしか受けられない)片ツバ式の密封円筒コロ軸受 JC30 が試用されていた。この

³⁶⁸ なお、同系の JC26A は初期の 183 系特急気動車にも用いられている。大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』11 頁。

³⁶⁹ 『日本精工六十年史』245~246 頁、浅野前掲論文、日本機械学会編『鉄道車両のダイナミックス——最新の台車テクノロジー——』1996 年、第 4 章、参照。

ボルスタレス台車とは枕梁のない台車で、車体重量は枕バネ→台車枠→軸バネ→軸箱→軸受→輪軸の順に伝達される。牽引装置としては門型板バネ、Z リンク、1 本リンク、積層ゴム等、種々の方式が用いられる。部品点数が少なく、軽量である上、横圧や振動の発生も少ないとされている反面、側受もボルスタアンカ取り付け部ラバー・ブシュも無

台車は 205 系や 211 系の DT50 型台車の基本となったものであるが、円錐積層ゴムによる軸箱支持方式と大き目のアキシヤル隙間を有する軸受との相性の悪さが問題となったため、高速型の 211 系においては最初から両つば式の JC32 が用いられ、205 系も量産車においては JC30 からその後、標準的な存在となる RCC 軸受＝両ツバ式密封円筒コロ軸受 JC32 へと改められている³⁷⁰。

JR 時代に入ってから 1989 年に開発された、JR 西日本の電車としては最後の抵抗制御、中空軸平行カルダン駆動方式を有する 221 系近郊電車(WDT50H 型台車、空気バネ・ボルスタレス、軸箱支持円錐ゴム、牽引装置 Z リンク、1998 年以降、ヨーダンパ追加工事を実施)、1993 年から量産が始まった VVVF インバータ制御、TD 平行カルダン駆動の JR 東日本 209 系通勤電車(DT61 型台車、空気バネ・ボルスタレス、軸梁式、牽引装置 1 本リンク)にも JC32 を基本とする RCC 軸受が引続き採用された³⁷¹。

(3)国鉄分割民営化と大逆転……再び時代は円錐コロ軸受に

技術者たちの熱意により、国有鉄道の車輛は戦前戦後を通じて車輛用国産ころがり軸受の実験場たる役割を演ずることになったが、この間、一連の経過を辿り、鉄道車輛用軸受のころがり軸受化は進展し、国鉄車輛の車軸軸受は平軸受から自動車由来の円錐コロ軸受へ、更に複列円筒コロ軸受と球軸受＋皿バネないしゴムによるスラスト緩衝装置の組合せへと進んだ。そして遂には円筒コロ軸受そのものにスラストを負担させる形式、密封式の円筒コロ軸受＝RCC 軸受まで現れた。それはころがり軸受諸形式の特性そのものの発見を伴う長い道のりでもあった。

しかしながら、1987 年の国鉄分割民営化＝JR 成立あたりから鉄道車輛用車軸軸受の領域においても新たな局面が開かれ始めた。JR 在来線関係では 1989 年、JR 東日本が常磐線に投入した最高速度 130km/h の特急“スーパーひたち”用 651 系交直流特急電車の DT56 型台車(空気バネ・ボルスタレス、軸箱支持ロールゴム、Z リンク、ヨーダンパ付き)に密封型円錐コロ軸受＝RCT 軸受 JT12 が初採用され、爾後、JR 東日本の新型電車用台車の標準台車となった。

その後、1992 年の 209 系通勤電車開発に際しては JT12 の小形化版 JT14 が採用された。この JT14 は 209 系に続き、E217 系近郊電車、E127 系直流一般形電車、701 系交流一般形電車といった軸梁式台車を履く電車に用途を拡げて行った。

一方、JR 西日本は 1992 年に一部区間において最高速度 160km/h で運行される特急“サンダーバード”用に投入した 681 系交直流特急電車の WDT300 型台車(空気バネ・ボルスタレス、軸梁式、Z リンク、ヨーダンパ、トーションバー式ローリング抑制装置付き)に密封型円錐コロ軸

いので、高速台車においては蛇行動抑制装置としてヨーダンパを設置する必要がある。

³⁷⁰ 大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』13 頁、参照。

³⁷¹ 日本機械学会編『鉄道車両のダイナミクス——最新の台車テクノロジー——』第 4 章、参照。

受を採用した。1993年から配備が始まり、様々な改良(台車関係では円錐ゴム・Zリンク式WD55A→WD56から軸梁・1本リンク式WDT59へ、WN継手式からTD継手式中実軸平行カルダン式へ、他にヨーダンパ追加、など)と派生車型の展開を重ねながら現時点においても増備が続けられている。223系近郊電車においても同様の軸受が用いられている。また、207系通勤電車においても車軸軸受には“標準軸受”としての密封型円錐コロ軸受が採用された。

この傾向は他のJR各社においても看取され、RCT軸受を装備した台車を履いた電車や気動車が次々と投入されている他、貨車においてもこの間、RCT軸受の普及が進み、1988年以降、JT11系RCT軸受を装備するTR223台車の流れを汲むFT1型台車ならびにその派生型式への一元化が推進されている³⁷²。

2002年には世界初のコンテナ貨物電車、最大速度130km/hを誇るM250系(4M12T)が登場するに及んでいるが、M250にはNSKの開発になる車軸軸受の温度、振動、回転速度を同時検出可能な「鉄道車両用車軸センサー」付の密封円錐コロ軸受が採用され、車輛の安全性・信頼性向上に寄与せしめられている。このようなセンサ付車軸軸受はその後、各社からリリースされることになる。

機関車においても円錐コロ軸受化は進んでおり、'90年代にはJR貨物のEF210、EF510、EH500、EH200のごとく、これを用いる同系列の2軸台車を履いた機関車群がラインナップされた。

新幹線電車における技術シフトにはやや時間がかかっている。国鉄時代に開発が進められ、1992年春に投入された“のぞみ”用300系の車軸軸受には従来の複列円筒コロ軸受と玉軸受との組合せが車軸と軸箱を徒に長く大きくし、バネ下重量の増大を招く要因として忌避されたため、両ツバ付き別体外輪と片ツバ付き一体内輪+ツバ輪構成の油潤滑、複列円筒コロ軸受JC34に改められていた。この改良により、車軸軸受部分の重量は約69kgから約31kgへと、55%も削減された。その軸箱支持方式は円筒積層ゴム+コイルバネ方式であった。また、300系の開発の背後においてはウレア系グリースの開発、電蝕対策等も推進されていた³⁷³。

これと同一世代に属する油浴潤滑のJC35、-37、-38系軸受はJR東日本、400系、E1系、E2系、E3系にも採用された。

しかし、同時代には既にTGV(仏)やICE(独)において密封複列円錐コロ軸受が採用されていた。また、TGVによって先鞭をつけられ、新幹線においては300系に初採用された

³⁷² 大山・平沢『鉄道車両用軸受の変遷』14頁、参照。

³⁷³ 大山忠夫「新幹線の高速化とトライボロジー」(『日本機械学会誌』Vol.94 No.867 1991年2月)、参照。

ウレア系グリースとは増稠剤として滴点(定められた小容器の中でグリースを加熱した場合、グリースが流動状態となり、滴下するようになる温度)が高いウレアを用いた非石鹼基グリースで、一般にリチウムグリースより高い温度での使用に耐える。日本精工CAT.No.140c『転がり軸受』A110~111、A138~141頁、参照。

台車ヨーダンパの普及³⁷⁴ やアクティブ・サスペンションの進化、さらに線路保守水準の向上により、平成を迎える頃には、最早、軸受に左右動減衰機構としての軸方向ガタを期待するという時代的制約は無くなっており、むしろ、軸受の軸方向内部ガタは乗り心地を悪化させる要因として再認識されるに至った。足元がガタつけば頭はふらつかざるを得ない……これは当然の理である。

300 系と同じ 1992 年に登場した JR 西日本の 500 系実験車両、WIN350 用 WDT9101 台車(空気バネ・ボルスタレス、軸梁式、1 本リンク、ヨーダンパ)には密封円錐コロ軸受が採用された。

同じく 1992 年に投入された JR 東日本の実験車両 STAR21 においては MAN(独)の製品を含む多くの台車が試験されたが、この内、国産の DT9035A, B、9036A, B、9004A, B、DT9036C 台車には密封円錐コロ軸受が採用された³⁷⁵。

かくて、1996 年に投入された JR 西日本、500 系営業車両の WDT9102、WDT9103 台車には新幹線営業電車としては初めて密封円錐コロ軸受 WJT1 が採用されるに至った(『トライボロジーハンドブック』167 頁、表 3.4.4、参照)。

また、1999 年に投入された東海道新幹線 700 系用 TDT204 台車(JR 東海、円筒案内・ゴム＋コイルバネ)、WDT205A(JR 西、軸梁)にも密封円錐コロ軸受(WJT1, JT21)の採用が断行され、2007 年投入の後継機、JR 東海 N700 系の TDT205 においても新型の RCT 軸受＝密封円錐コロ軸受 JT21A が採用されている。

上述の通り、E1 から E3 に至る JR 東日本の新幹線営業用電車の足回りには湯浴潤滑の円筒コロ軸受がしばらく採用されていたが、1997 年に投入された E4 系の DT208 型台車(空気バネ・ボルスタレス、S 型ミンデン様の平行板バネ式、1 本リンク、ヨーダンパ)に至って漸くグリース潤滑の密封円筒コロ軸受 JC37A に道を譲った。

そして JR 東日本が当初、営業運転最高速度 360km/h を目指して投入した E954 *FASTECH360S* に、同社の新幹線電車としては初めて、密封複列円錐コロ軸受が採用された。今や、新幹線電車の車軸軸受と言えばグリース潤滑型の密封円錐コロ軸受を指して他になく、海外でも TGV や ICE には国産の同型密封円錐コロ軸受＝RCT 軸受が車軸軸受と

³⁷⁴ なお、ヨーダンパの導入に際してはオイルダンパ減衰力の微小振動増幅抑制効果が疑われたと伝えられているが、TGV における成功がその導入を一気に加速した(日本機械学会『鉄道車両のダイナミクス—最新の台車テクノロジー』2003 年、130 頁)。

もっとも、自動二輪車における油圧式ステアリング・ダンパは同じ目的のために 1960 年代から実用されており、摩擦式ステアリング・ダンパはさらに古くから用いられている。それゆえ、筆者は『鉄道車両工業と自動車工業』169～170 頁でも言及した通り、この目的を持った鉄道車両への導入はむしろ遅きに失したと考える。

³⁷⁵ MAN の台車に用いられた軸受については不詳ながら、ICE の車軸軸受は密封円錐コロ軸受であり、MAN の台車が採用されている事実を重ね合わせれば、STAR21 に試用された MAN の台車にもこれが用いられていたと推論される。

して採用されている³⁷⁶。

こと、ここに至れば、新幹線は元より高速化の進展において私鉄を遙かに凌駕する JR 在来線における密封型円錐コロ軸受標準化への流れは定まったと断言してよい。私鉄電車においても 1 本リンク式軸箱支持機構のような新たな技術をウリとする軽量台車が版図を広げつつあるが、高速化を伴わぬ限り、従来型のツバ付き円筒コロ軸受で持つようである。

復興期、国鉄車輛において円錐コロ軸受は：軸方向ガタの欠如によりタイヤフランジの摩耗や走行抵抗増大を招きがちである、シム調整に手間がかかる、シム有りにしてもシムレスにしてもスリーブ回りの整備が厄介である、といった点に不興を買っていた。

スリーブ方式の安定化のために不可欠な工作精度の向上は当時の日本の鉄道車両工業界においては高望みに過ぎた。よって、スリーブレス化が焦眉の課題とされていた。然しながら、同方式に代るべき直接圧入方式の導入それ自体にも当時の日本における工作精度の限界という壁が立ちはだかっていた。

また、当時の車軸軸受用複列円錐コロ軸受は、不適切な組合せ方が採用されていたため、モーメント荷重に対して脆弱であった。しかし、初期においては軸受を収容する軸箱の支持剛性ならびに台車枠自体の剛性が低く、「複列内向き軸受」として使用された円錐コロ軸受にモーメント荷重が作用しても、軸受に極端なストレスは生じなかったことが幸いしたため、円筒コロ軸受の開発が進むまでの間、円錐コロ軸受は国鉄車両用車軸軸受として相当広い範囲に普及した。

³⁷⁶ *FASTECH360S*については加藤博之・岩波健・新井浩・浅野浩二「高速新幹線用台車の開発」*JR EAST Technical Review*. No.14 Winter, 2006、小笠原稔「次世代新幹線の研究開発の方向と *FASTECH360*」同誌 No.15 Spring, 2006、参照。

ここで用いられているポリアミド樹脂製保持器、軽接触リップシール、内輪・内輪後蓋接合部と車軸ジャーナル表面との間のフレッチング防止策を基本的特徴とする RCT 軸受は NTN によって 2007 年に開発された「新 RTC 軸受」と同根の技術であると思われる。同社の HP、「新商品情報」の 2007 年 4 月 12 日付記事、参照。

なお、*FASTECH360S* において車軸軸受の座に就いた円錐コロ軸受は駆動装置用軸受としては永年占有した地位を失う羽目に到っている。これは歯車を駆動トルクのスラスト分力を生ずる斜歯歯車(helical gear)から山歯歯車(double-helical gear：2 枚の helical gear を一方を裏返しにして貼り合せたモノ)へと変更したことにより、駆動装置軸受としてスラスト隙間調整不要の円筒コロ軸受を採用することが可能となった結果である。新幹線電車駆動装置における新旧の事故を想えば JR 東日本がこの点に関して独自の情報を掴んでいたのかと訝りたくなるのが人情であろう。

但し、円筒コロ軸受化のメリットとして軸受の寿命・信頼性の向上を謳う東洋電機製造の主張は、2010 年 3 月 3 日の“のぞみ 56 号”の事故を予言するかの如きトーンを帯びているとは言え、車軸軸受における技術シフトとの相関においてはやはり矛盾を含むモノと言わざるを得ない。『東洋電機技報』第 114 号、2006 年 9 月、「製品紹介」参照。

山歯歯車は産業機械あるいは船用蒸気タービンの減速装置にごく普通に用いられているし、自動車用変速機においても斜歯歯車の歯筋を対称に配してスラストを相互にキャンセルさせる設計が標準的ではあるが、この電車用にはやや大仰とも思える機構が今後、どれほどこの方面に普及するのか、今後の動向が注目される。

しかし、台車側の発達と共にこれではもたなくなり、軸受の組合せ方、ないし仕様も「背面組合せ」あるいは「複列外向き軸受」へと推転し、両数の少ない電気機関車用には直接圧入方式さえ採用されるに至った。

一方、高度成長期の国鉄において、円筒コロ軸受は軸箱内部にスラスト緩衝装置を装備することが設計上窮屈であると気付かれながらも、整備性の良さと軸方向ガタの遣い勝手故にその版図を拡大し続け、やがて円錐コロ軸受に替わる標準技術の地位に就いた。蛇行動解析によって東海道新幹線への途を拓いた技術者、松平 精はかつて「ガタと摩擦を除くことに専念した」と回想しているが、実のところ、円筒コロ軸受の軸方向内部遊隙は新幹線台車においても有効に活用されていた³⁷⁷。

この円筒コロ軸受の勝利には誘導加熱を用いた内輪焼嵌めにより、比較的安易にスリーブプレス化が可能となるというツバ無し内輪付き円筒コロ軸受のメリットが最大限に活かされている。

円錐コロ軸受、円筒コロ軸受何れの勝利もその時々、の舞台裏を見れば、台車ないし軸箱に係わる総合的な技術進歩が軸受固有と考えられていた問題点のある実用限界の下にはあるが解消し、社会のニーズに応えられるだけの実用性が獲得されたが故の現象と解釈され得る。

しかし、軸受の軸方向内部遊隙を蛇行動による車輪横圧軽減に役立てるというのは、技術体系に根差すある種の未熟さの帰結でもあり、それ自体、“姑息”な方途、あるいはむしろ方便と評されても致し方ない手口であった。ただ、今にして思えば、この手管は誠に息の長い方便であった。

現代の JR 車輛における密封円錐コロ軸受の巻き返しは工作精度全般の向上、円筒案内式、軸梁式といったシンプルでガタの無い軸箱支持方式や軽量・高剛性のボルスタレス台車におけるヨーダンパの採用などといった台車関連技術の発展との調和の中で実現された技術進化の一形態である。

筆者は私鉄電車や JR 旅客車輛における RCC 軸受の残存もその固有のメリットを証明する現象ではなく、高速化へのバイアスがより強く働く環境下であればあるほど、その RCT 軸受への代替速度も大となると考えるが、如何なものであろうか？

より広い見方をすれば、RCT 軸受の隆盛は鉄道車輛技術と自動車技術との並行的進化の一形態として理解可能である。Buckwalter 以って瞑ずべし。

³⁷⁷ 対談「技術発展の礎 ― 国鉄技術研究所」より。森垣常夫編『源流を求めて』交通協力会出版部、1974 年、261~278 頁、所収。当該の発言は 265 頁。簡単には拙著『鉄道車輛工業と自動車工業』168 頁、参照。

結びにかえて

冒頭に掲げられたインターナルな視点から見た2つの問題点については第5章ならびに第7章で一応の結論が提示された。

鉄道車輛車軸用円錐コロ軸受における「正面組合せ」について言えば、モーメント荷重に対する基本動定格荷重に係わる特性ならびに自動車における多数の実施例にも拘らず、面白くもない「正面組合せ」や「複列内向き」方式がかつては鉄道車輛車軸軸受に広く採用されていた。

この事態を“台車剛性の低さに起因する車軸の変位を大きな角隙間で逃すため”、と理屈付ければ何とはなしに筋が通っているようにも聞えるが、そもそも台車剛性が鉄道省標準ガソリン動車のそれのごとくに低ければ軸受内部に大きな“逃げ代”を確保しておかずとも済んだ筈である。

結局のところ、「正面組合せ」や「複列内向き」方式の複列円錐コロ軸受のプロフィールに自動調心コロ軸受の面影を重ね、何となく……相対的に大きな角隙間ゆえに軸の曲がりによる軸受のこじりを逃せば済むような気になって……安堵する心理が斯界の技術者たちに共有されていた可能性、これが第1の問いに対する唯一、考え得る回答であった。

それにも拘らず、かような惰性的設計は台車剛性の向上とは裏腹に、長らく踏襲された。確かに鉄道車輛において軸に作用する曲げモーメントの相対的強度が自動車より小さいという事実は有ったものの、高速化、台車剛性の向上と共にやがてそれは然るべく破綻を来し、“複式円筒コロ軸受”などという技術的袋小路への途が拓かれることとなった。

第2の問い、即ち、円錐コロ軸受の予圧について言えば、自動車のハブ軸受には「背面組合せ」ないし「複列外向き軸受」の形で円錐コロ軸受が多用されるが、ハブの一部をなす軸受ハウジングにはブレーキ摩擦材取り付けられているため制動の度にハウジングと外輪は加熱され、ラジアル有効隙間も増大する。これはコロの浮きと再接触の繰返しによるスミアリングを惹起する誘因となる。自動車の旋回時にはタイヤ接地点に働く横圧が大きなモーメント荷重となってハブ軸受に印加されるから、ラジアル隙間増大によりコロ1本に過大荷重がかかる危険も増す。ハウジングの熱膨張は外輪の締め代を低下させ、クリープの生成をも促す。

ハブ軸受の組付け時、敢えて本来の寿命を犠牲にしても負の隙間を与えるのが常識となっているのはかような現象を予防するために他ならなかった。上記は鉄道車両の車軸軸受においては発生しない問題であり、予圧の有無はこの相違を根拠としてのみ説明可能である。

現代技術の古典領域における進歩の構造というより大きな問題に対して、近年における車軸軸受ならびに台車技術の体系的シフトを踏まえた総括を試みれば、概ね次のようになるだろう。

現代技術の古典領域は構造技術、動力技術、情報通信・制御技術という3つの技術サブシステムによって構成される。各サブシステム間における発展は不均等であり、その不均等

性は一面において進歩の誘因であり、他方では事故という形をとった歪みの現出が繰り返されることの根本原因ともなっている。

ころがり軸受は動力技術の要素たると同時に、その展開にとって不可欠の要素でもある。それはまた構造技術としての一面を有しており、更に計器やジャイロコンパス用軸受等においては制御技術の一面という性格をも帯びて来る。ころがり軸受はそれほど汎用的な要素技術であり、かつ、各方面からのシワヨセが集積され易い機械要素でもある。

然らば、それが実用一点張り、縁の下の力持ちである点は誇るに足ることとするにせよ、この事実を楯として、“鉄道車輛用、とりわけ車軸用ころがり軸受は耐久消費財などとは異なり、思い込みや流行とは「一切無縁」を通し得た存在であった”、と総括することが正しい歴史記述であると言えようか？ 答えは明確に“否”である。一見、流行や偏見とは縁遠い存在に見える鉄道車輛用ころがり軸受といえども、その発展の内実をつぶさに観察すれば、所詮、その正体は“時代の子”に過ぎなかった。

車輛用ころがり軸受のあり方を規定した外的因子は社会が鉄道に対して要求した速度、経済性にあり、内的因子としてはそれに応えて鉄道経営主体が用意出来る線路規格ならびに整備水準、車輛の基本仕様、台車の基本仕様とりわけ設計における冗長度・台車枠の剛性・軸箱支持剛性、更には潤滑剤の性能、緩衝材の性能、車軸工作技術水準、車輛整備技術水準、といった諸要因が挙げられる。

しかし、それらの結合による社会的ニーズへの適応という行為において決定的な役割を演じた要因は鉄道経営主体における多分に伝統墨守的にして、ややもすれば偏狭と形容できるような思考様式であった。個々の技術的提案はそれらの力が作用する張力場においてその成否を問われるしかなかった。

機械技術の進歩一般を凝視すれば、全く新規なモノの創造という例は稀であり、旧い提案の現実化、特殊であった存在の一般化といった様相を呈する場合がほとんどである。合理的選択の結果としてある技術が生き残る。他方、一将功成った蔭で淘汰される技術も多くの烏有に帰すのかと言えばそうではなく、技術的遺伝子ストックの層として沈積して行く。そのものたちは時を^{たが}違えて記憶の淵から呼び覚まされ、あるいは再発見され、最新の知見と結合・再構成された上で改めて選択淘汰の場に送り出される。

この輪廻転生の舞台上においては“勝者”と言えども、本質的に、ある時点における諸条件との兼ね合いの中で最も合理的とされた最適解、敢えて突き放した言葉で表現すれば、単なる“間に合わせ”、“一時凌ぎ”、“切り抜け策”であり、そういうモノとして一場の喝采を博す泡沫的存在たり得るに過ぎない。

それが進歩という名の使い捨てをモットーとする現代技術にとっての宿命である……島秀雄の言を借りてこれをパラフレイズすれば、“親死ね、子死ね、孫死ね”（『島秀雄遺稿集—20世紀鉄道史の証言—』74、75頁）、ということになる。これを“使い捨て”、“スクラップ&ビルド”と言い換えても良い。

1884年に定礎され、以後、本質的な改良を被っていないばかりか、百年以上前に造られ

た個体の方が当今生み出される“改良された”末裔たちや新たに“開発”されるマガイモノたちよりも優れた“鳴り”を発揮することで夙に聞えるスタインウェイ・ピアノの如きは蓋し近代技術が未だその“胎内記憶”を喪失し切っていなかった段階においてのみ生み出され得た特異な存在として、あるいは近代技術史上の反省材料として特筆されるに足ろう。

この点については稿を改めて臨むしかないが、事ほど左様に“使い捨て有理”の現世において、ある技術が長く第一線に留まるなどというケースが有るとすれば、それは(陸軍統制系ディーゼル機関のように)よほどの形質的優位性の帰結であるか、はたまた制度的・非技術的慣性力のなせる業であるか……大方その何れかである。

この意味において、ある技術が国鉄一家的な硬直化した技術体制ないし技術思想によって“標準化”の名の下に不自然・不必要に延命されていたという事態は、国鉄制式ディーゼル機関のケースであれ、現に観察して来た国鉄標準車軸用ころがり軸受＝“複式円筒コロ軸受”のケースであれ、現代技術の本質に対する極端な歪曲の事例に他ならない。

今日、関係者の^{たゆ}弛まざる努力により、台車本体ならびに軸箱支持構造の進歩、ヨーダンパの普及発展、防振ゴムの品質・性能向上、更には線路保守水準の向上等々、諸条件整備の総和として内外を問わず、車軸軸受の世界において円錐コロ軸受の復活が果たされつつあるという事実は技術の内的進化の発露として欣快に堪えない。

この流れがこの極東の^{こうちよく}小国において再び悪しき標準化へと進まされ、結果として技術に歪められたライフサイクルが強要されるようにならぬことを切に願わずにはいられない。

もっとも、かく論じながら、筆者など、この種の比較的瑣末な^{あがな}危惧など、最早、過去のものとしている。試みに、現在のNTN(株)の製品カタログを御覧になるが良い。そこではRCC、RCT軸受に関して、「この軸受はオイルシールを用いた密封構造のため軸受の固定方法を考慮すれば、屋外・屋内の産業機械にも使用することができる」と明記されている。

関係者たちの血と汗によって^{あがな}贖われた技術進歩は特殊を一般に転化させ、その功罪相半ばする国鉄一家的利益共同体の縄張りに永らく幽閉されて来た車軸軸受の技術は今やかくの通り解放されている。そのような状況の下でなら、技術進歩への刺激、技術淘汰への圧力もまた、ヨリ自由闊達な作用機会を与えられるであろう。

現行型車軸軸受技術が無数の渦から成る大きな流れの単なる一局所領域、一個の泡、ないし長い道行きの中の一つの回り道として回顧される日もやがては訪れるであろう。かかる進歩……例えばinside bearing式台車とwheel-in motorとの実用化……などが実現されるならば、その意義効能は大であろう。

これに関連して筆者ごときが口を挟めることと言えば、それらがTracy V., Buckwalterによって試みられ、あるいは機械式変速機に信頼性を欠いたヨーロッパの自動車界において提案されながら、共に表舞台から退くことを余儀無くされた技術であるという20世紀技術史の一コマについて^{つぶや}呟くことぐらいである。

もっとも、今日、ヨリ深刻に危惧されるべきは、かような技術進歩の道行きの果てに早晩到来する使い捨て文明＝“現代技術の本質”自体の頓挫という事態である。

それでもなお、また何時、かかる状況に立ち至ろうと、戦前から戦後、昭和から平成へと積み重ねられて来た鉄道技術発展の遺構が単なる“冥土の旅の一里塚”に止まらぬであろうことだけはユメ疑われるべきではあるまい。

何となれば、摩擦との闘い一般は人類が在る限り継続されねばならぬ課題であり、軌条の上で車輪を転走させる鉄道は末永くその優れた解の一つであり続けるであろうから。そして、先行技術の遺伝子ストックは特許申請や異議申し立てに際して踏まえられているべき情報であるのみならず、技術開発に係わる知的営為に奥行きと幅を持たせてくれるであろうから。